



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ NÁVRH NÁBOJŮ KOL VOZIDLA

VEHICLE WHEEL HUBS DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Daniel Mohyla

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Daniel Mohyla**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukční návrh nábojů kol vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní práce je vytvoření konstrukčního návrhu nábojů kol vozidla Formule Student.

Cíle diplomové práce:

Vytvořit rešerši současného stavu konstrukčního provedení nábojů vozidel se zaměřením na formulová vozidla.

Provést konstrukční návrh nábojů zadních kol nové generace vozidla Formule Student v systému CAD.

Sestavit výpočtový model pro analýzu napjatosti navržených nábojů při zadaných jízdních stavech.

S pomocí sestavených výpočtových modelů provést počítačovou simulaci napjatosti nábojů kol.

Na základě získaných výsledků případně upravit návrh nábojů a provést analýzu upravené konstrukce. Uvedený postup v případě potřeby opakovat.

Obdobný postup jako pro zadní náboje použít při návrhu nábojů předních kol.

Vyslovit se k dosaženým výsledkům a k vhodnosti navržené konstrukce pro použití na vozidle nové generace.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.


MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nábojů do kol vozidla Formule Student. První část je věnována jako úvod do soutěže Formule Student a shrnutí poznatků o konstrukci nábojů se zaměřením na formulová vozidla. Druhá část práce se věnuje popisu problému konstrukce a popisuje základní poznatky nutné k vyřešení dané problematiky. V třetí části je popsána tvorba CAD modelu v programu PTC Creo parametric. Dále je model vyhodnocen pomocí metody konečných prvků. Poslední část je věnována diskuzi o dosažených výsledcích a možných vylepšení.

KLÍČOVÁ SLOVA

MKP, metoda konečných prvků, náboj kola, MKP, CAD, simulace, formule student

ABSTRACT

This diploma thesis deals with design of a wheel hub assembly for a Formula Student vehicle. First part of this thesis is dedicated as an introduction to the Formula Student competition and serves as a summary of design solutions for wheel hubs with a focus on open wheel vehicles. Second part deals with description of a problem and summarizes necessary knowledge and information to solve given problem. Third part is devoted to CAD modelling in software PTC Creo parametric. This model is then analysed using finite element method. Last part of this thesis is a discussion about achieved results and discussion about further potential improvements is carried out.

KEYWORDS

FEM, finite element method, wheel hub, hub, CAD, design, formula student, formula SAE, simulation, stress analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MOHYLA, D. *Konstrukční návrh nábojů kol vozidla*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 71 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Daniel Mohyla

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl velice poděkovat Ing. Pavlu Ramíkovi za ochotu, vstřícnost, trpělivost a odborné rady, které mi poskytl během tvorby této práce.

Mé poděkování také patří rodičům a sestře za jejich všudypřítomnou podporu během mého celého studia na vysoké škole.

Dále bych chtěl poděkovat celému týmu TU Brno Racing, který mi poskytl možnost účastnit se projektu Formule Student a za řadu nezapomenutelných zážitků.

OBSAH

1	Úvod	1
1.1	Formule Student/SAE	1
1.2	Tým TU BRNO RACING	1
2	Konstrukční řešení nábojů	3
2.1	Jednotka první generace.....	3
2.2	Jednotka druhé generace	4
2.3	Jednotka třetí generace.....	6
2.4	Uložení pomocí dvou samostatných ložisek.....	7
3	Konstrukční návrh náboje.....	8
3.1	Pravidla pro konstrukci	8
3.2	Plánované změny oproti monopostu Dragon 7	8
3.3	Volba ložisek	9
3.3.1	Výpočet trvanlivosti	10
3.4	Volba materiálu.....	18
3.5	Konstrukce nábojů	18
3.6	Analýza kontaktního napětí kamene tripodu s nábojem	22
3.7	Konečný návrh.....	25
3.7.1	Přední náboj	26
3.7.2	Zadní náboj	28
4	Analýza zatížení	30
4.1	Průjezd zatáčkou	32
4.2	Přejezd nerovnosti.....	34
4.3	Prudké brzdění	36
4.4	Akcelerace	37
5	Nastavení analýzy.....	39
5.1	Nastavení analýzy zadního náboje.....	39
5.1.1	Tvorba sítě	39
5.1.2	Nastavení okrajových podmínek - Průjezd zatáčkou	42
5.1.3	Nastavení okrajových podmínek - Akcelerace.....	43
5.1.4	Nastavení okrajových podmínek - Přejezd nerovnosti	45
5.1.5	Nastavení okrajových podmínek – Prudké brzdění	47
5.2	Nastavení analýzy předního náboje	48
5.2.1	Tvorba sítě	48
5.2.2	Nastavení okrajových podmínek pro jízdní stavy	50
6	Výsledky analýz	52

6.1	Zadní náboj	52
6.1.1	Redukované napětí	52
6.1.2	Deformace	56
6.1.3	Zhodnocení	58
6.2	Přední náboj	59
6.2.1	Redukované napětí	59
6.2.2	Deformace	62
6.2.3	Zhodnocení	63
7	Porovnání s náboji monopostu Dragon 7	65
8	Závěr	66
9	Použité informační zdroje	67
10	Seznam použitých zkratek a symbolů	69

1 ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nábojů pro vozidlo do soutěže „Formule Student“, což je mezinárodní soutěž věnována konstrukci závodních automobilů výhradně pro studenty různých vysokých škol.

1.1 FORMULE STUDENT/SAE

Jak už bylo zmíněno, Formule Student je mezinárodní soutěž, ve které se univerzitní studenti z celého světa podílejí na vývoji prototypu formulového (tzv. „open-wheel racecar“) vozu.

Myšlenka soutěže Formule Student započala v roce 1978 v Severní Americe jakožto příležitost pro studenty aplikovat svoje znalosti na komplexním vývoji závodního automobilu. Soutěž později dostala jméno „Formula SAE“ (dále jako FSAE). Ačkoliv název Formule SAE byl inspirován tehdejšími soutěžemi Formula Vee nebo Formula A, je potřeba zdůraznit že FSAE byla koncipována jako inženýrská soutěž, a nikoliv čistě závodní [14].

Postupem času se myšlenka FSAE dostala i do Evropy a to do Anglie, kde roku 1998 se ve spolupráci s Institution of Mechanical Engineers (IMechE) a FSAE na území Warwickshiru na testovací trati MIRA vznikla první soutěž v Evropě, které se tehdy účastnily čtyři Britské a tři Americké vozy [14,15].

S postupně rostoucím počtem týmu získala tato soutěž pozornost osobností jako Carroll Smith, Ross Brawn, Leena Gade, Ben Michell, dále taky řadu významných automobilek, které využívají soutěže Formule Student jako ideální příležitost pro nábor budoucích inženýrů [13].

Dnes je v Evropě FSAE známo pod jménem Formule Student a ročně se jen na území Evropy pořádá 8 různých závodů z celosvětových 13 závodů. Evropské závody se vždy pořádají na konci akademického roku, a to na tratích jako Silverstone (Formula Student UK), Hockenheimring (Formula Student Germany, což je jeden z nejprestižnějších závodů na světě), Circuit de Catalunya (Formula Student Spain) nebo TT Circuit Assen (Formula Student Netherlands).

V roce 2010 vznikla Formule Student Electric pro vozy poháněné čistě elektrickou energií. To znamenalo rozpojení Formule Student na Formula Student Combustion (FSC) pro týmy s vozy se spalovacími motory a Formula Student Electric (FSE) pro výše zmiňované vozy na elektrickou energii. V roce 2017 stejným způsobem vzniklo Formula Student Driveless (FSD) exkluzivně pro autonomní závodní vozy [13].

Dnes existuje přes 700 týmů napříč celým světem, přičemž zhruba 550 týmů soutěží v kategorii FSC.

1.2 TÝM TU BRNO RACING

Tým TU Brno Racing byl založen v roce 2010, který působí na Vysokém učení technickém v Brně. Tehdejší koncept byl vůz, který měl spalovací motor s jedním válcem, což je koncepce, které do jisté míry přetrvala dodnes. V roce 2015 došlo ke změně koncepce z atmosférického jednoválce na přeplňovaný jednoválec. Vozy, které TU Brno Racing vytvořil mají název Dragon.



Obrázek 1 Logo týmu TU Brno Racing

Tým TU Brno Racing za svoje 8leté působení nasbíral značná ocenění, a to zejména v sezóně 2017, která byla vůbec nejúspěšnější sezóna, kterou studentský tým zažil. V roce 2017 se týmu podařilo vyhrát podnik Formula Student Czech Republic a umístil se velice dobře na prestižním závodu Formula Student Germany, kde obsadil 6. místo mezi spalovacími vozy.

Tým má v současné době přibližně 35 členů, kteří se podílejí na vývoji a stavbě nového monopostu – Dragon 8.

2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NÁBOJŮ

Táto kapitola se věnuje rešerši konstrukčních řešení nábojů pro různé řešení náprav automobilů.

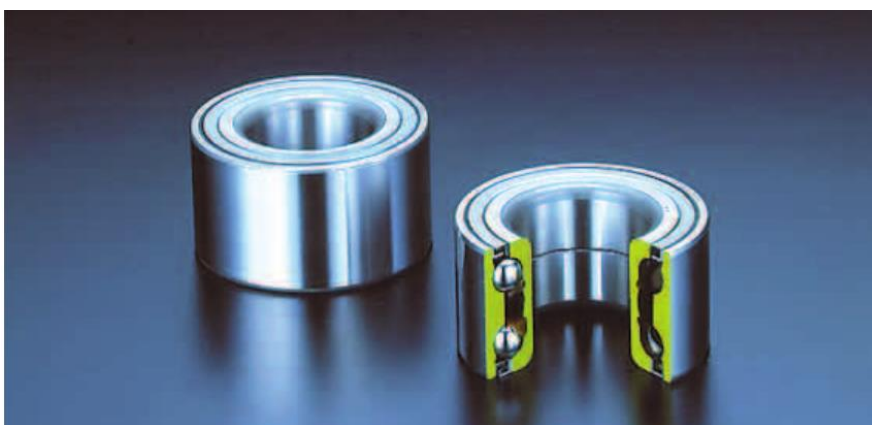
Jednotky ložisek do se od běžných radiálních ložisek moc neliší. Stejně tak jako běžná radiální ložiska se skládají z ložiskových kroužků, valivého elementu a klecí. Jednotky ložisek do nábojů se dělí na jednotky první, druhé a třetí generace, přičemž každá generace se liší v druhu integrace a okolních komponent [7].

2.1 JEDNOTKA PRVNÍ GENERACE

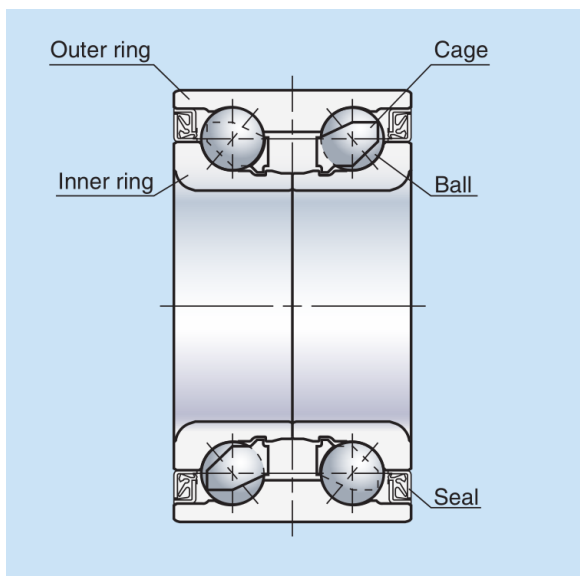
Jednotky první generace jsou založeny na dvouřadých radiálních ložiscích s kosoúhlým stykem. Tyto jednotky nabízejí specifickou podporu při zatížení ložiska momentovým zatížením při průjezdu zatáčkou. Konstrukce těchto jednotek je založena na dvouřadém kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem [8].

Používají se zejména na hnaná kola, ale také je lze najít na nehnaných nápravách u menších vozů [8].

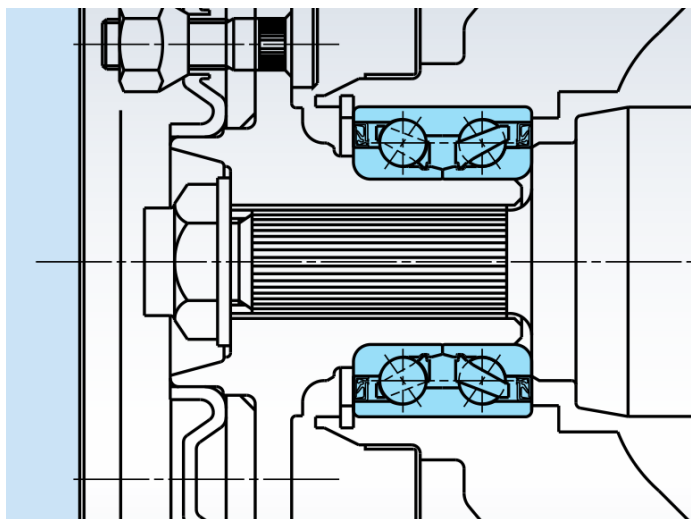
Výhodou těchto jednotek je zejména kompaktnost, jednoduchá montáž, absence distančního kroužku a jednoduché nastavení předpětí [7].



Obrázek 2 Fotografie ložiska jednotky první generace [7]



Obrázek 3 Náčrt ložiska jednotky první generace [7]



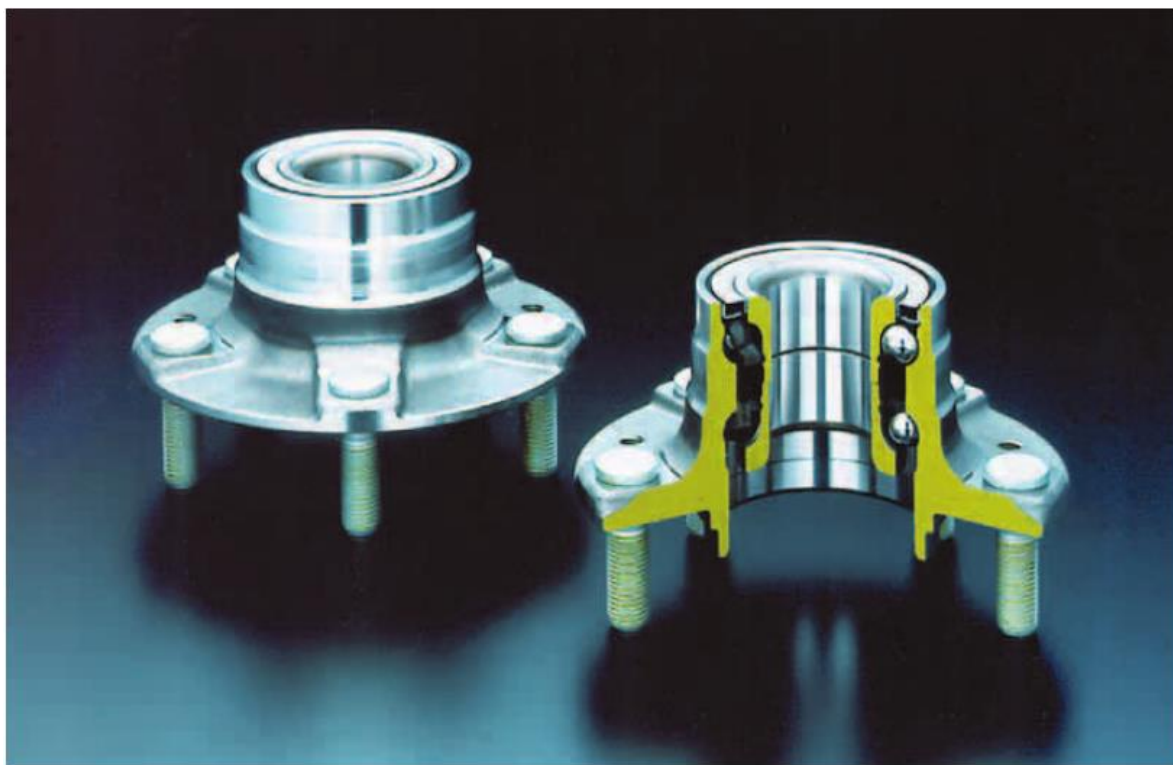
Obrázek 4 Příklad uložení náboje s jednotkou první generace u hnaného kola [7]

2.2 JEDNOTKA DRUHÉ GENERACE

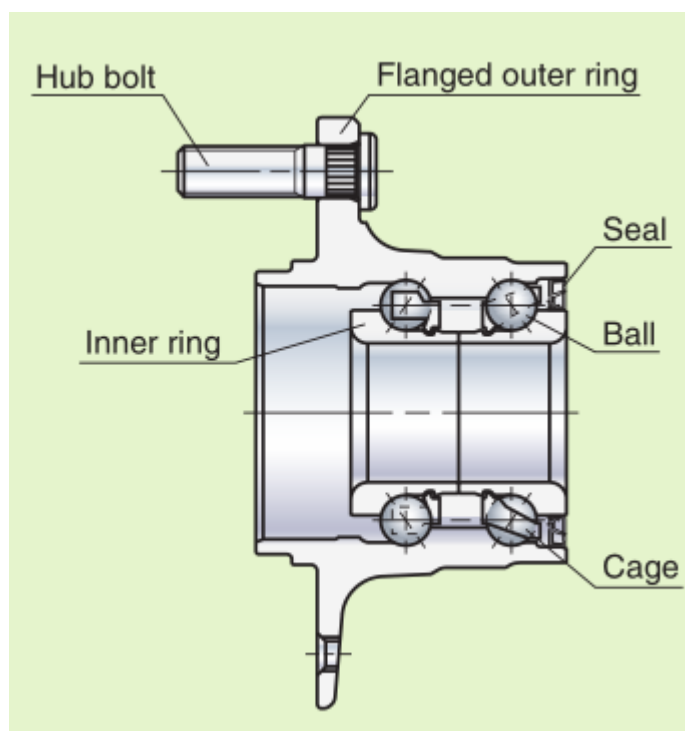
Jednotky druhé generace se od jednotek první generace liší zejména ve stavbě vnějšího kroužku, na kterém se nachází pevná příruba s dírami se závity nebo kolíky pro vycentrování a nasazení brzdových kotoučů a kol [7,8].

Tyto jednotky se používají jak u hnaných, tak i na nehnaných nápravách [7].

Výhodami těchto jednotek je jednoduché nastavení předpětí, jednoduchá montáž, není nutnost instalovat klouby, vestavěné těsnění (zlepšení spolehlivosti) a jsou poměrně lehká a kompaktní [7].



Obrázek 5 Fotografie ložiska jednotky druhé generace [7]



Obrázek 6 Nákres ložiska jednotky druhé generace [7]

2.3 JEDNOTKA TŘETÍ GENERACE

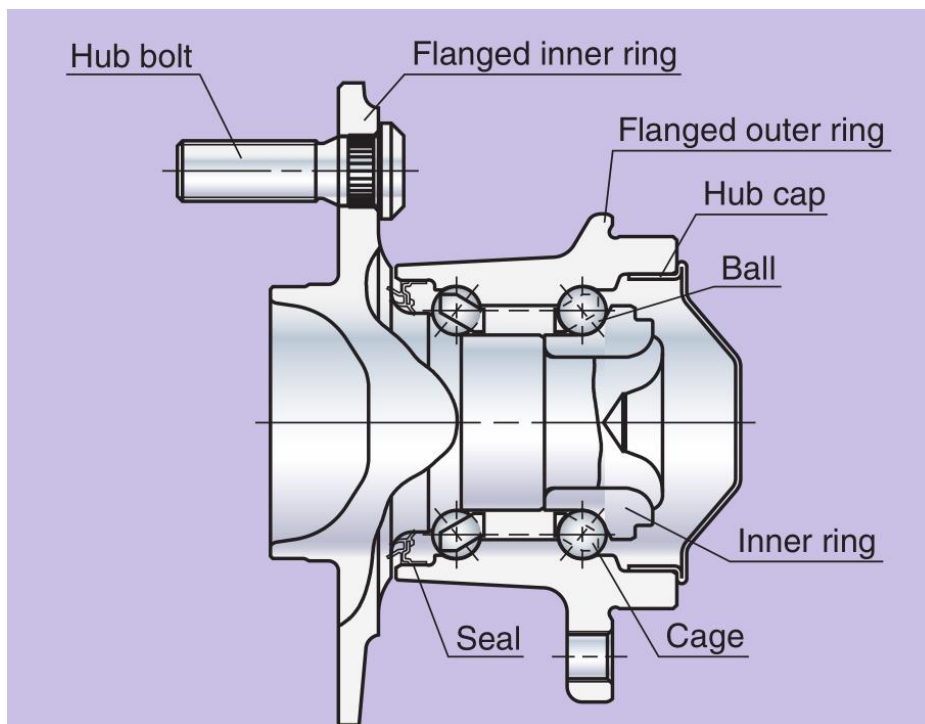
Jednotky třetí generace na sobě nesou dvě příruby. Vnější přírubu nese vnitřní kroužek a slouží stejně tak jako u jednotek druhé generace pro upevnění brzdového kotouče a kol. Vnitřní přírubu nese naopak vnější kroužek a slouží pro upevnění jednotky k prvkům podvozku [7,8].

Dynamické únosnost těchto ložiskových jednotek je maximalizována pomocí vnitřního odděleného kroužku pro vnitřní řadu kuliček. Tento kroužek je nalisovaný. Vnější příruba je přišroubovaná k podvozkovému systému. Vnitřní rotující kroužek se svoji pevnou přírubou, čepem a se závitovými otvory nebo kolíky je navržený pro instalaci brzdového kotouče a kola vozu [8].

Hlavní výhodou těchto jednotek je, že mají přednastavené předpětí, jdou lehce nainstalovat, mají vylepšenou tuhost a lehce do nich integrovat systém ABS [7].

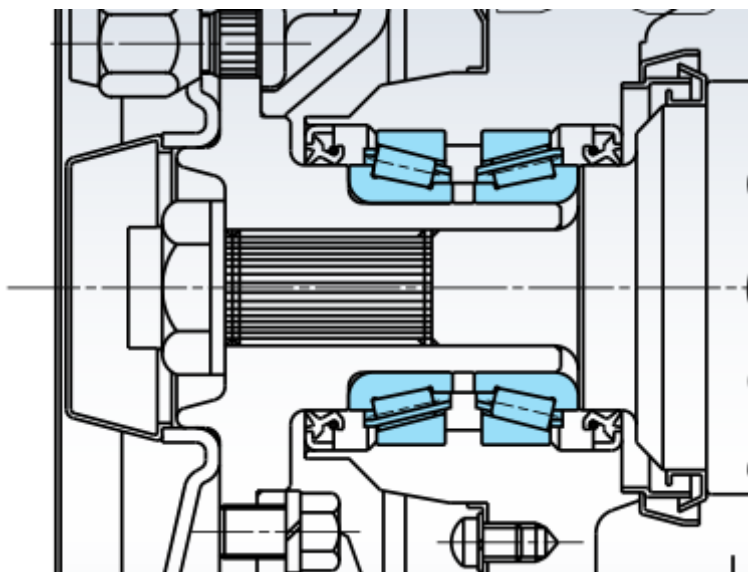


Obrázek 7 Fotografie ložiska třetí generace [7]



Obrázek 8 Návrh ložiska jednotky třetí generace [7]

2.4 ULOŽENÍ POMOCÍ DVOU SAMOSTATNÝCH LOŽISEK



Obrázek 9 Soustava uložení dvou samostatných kuželíkových ložisek

Konfigurace dvou samostatných radiálních ložisek se u běžných automobilů moc často nepoužívá, i když je lze najít v nehnacích kolech přední nebo zadní nápravy. Téměř vždy se jedná o dvě kuželíková ložiska, která jsou umístěna proti sobě. Tyto ložiska jsou konstruované pro přenos axiálních i radiálních zatížení [8].

Hlavní nevýhody toho uložení je velká vzdálenost mezi efektivními středy zatížení, obtížné nastavení předpětí, komplikovaná montáž a velikost celkové sestavy [7].

3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH NÁBOJE

3.1 PRAVIDLA PRO KONSTRUKCI

Pro to, aby nový monopost byl schopný soutěžit v dynamických disciplínách, je potřeba dbát na to, aby veškeré dílce splňovaly pravidla Formule Student. Pravidla Formule Student jsou dostupná na [16].

V případě náboje se jedná zejména o pravidla T9.1 a T9.2, které předepisují požadavky na tzv. „critical fasteners“, což jsou spojovací součásti použité v primární struktuře¹, řízení, brzdné soustavě, pásy řidiče a systém podvozku. Je zřejmé že náboje spadají pod systém podvozku.

Ačkoliv pravidlo T9.1.2 předepisuje, že matice pro zajištění ložiska musí být pevnostní třídy 8.8, po konzultaci s autory pravidel (Formula Student Germany) bylo povoleno použití matice z hliníkové slitiny EN AW 7075-T6, jejíž vlastnosti jsou uvedeny později v kapitole 3.4. Konstrukce matice je popsána v kapitole 3.5.

Pravidlo T9.2 popisuje vyžadované způsoby pro zajištění matice proti samo uvolnění. Na všech „critical fasteners“, je vyžadovaný mechanismus pro pozitivní zajištění (anglicky: positive locking mechanism). Pravidlo T9.2.2 předkládá akceptované metody zajištění:

- Správně nainstalované bezpečnostní drátkování.
- Závlačky.
- Nylonové matice (DIN 982, DIN 9626 nebo ekvivalent) pro lokace s nízkou teplotou (80°C a méně).
- Samosvorné matice (DIN 980, DIN 6925, ISO 7042 nebo ekvivalent, jet nut nebo K-matice).
- Pojistné desky
- Tab washers

3.2 PLÁNOVANÉ ZMĚNY OPROTI MONOPOSTU DRAGON 7

Největší změnou na celkovém náboji bylo použití větších ložisek. Účelem této změny bylo hlavně zvětšení tuhosti nejenom náboje samotného, ale zejména těhlice ve které je náboj usazen.

Tato změna měla ovšem jednu velkou nevýhodu: se zvětšujícím se ložiskem se samozřejmě zvětšuje hmotnost jak náboje samotného, tak i ložisek. V případě konstrukce na Dragon 8 byly ložiska zvětšena z vnitřního průměru 70 mm na průměr 80 mm, což znamenalo navýšení hmotnosti o 40 g.

Vzhledem k tomu, že nadále nelze zajistit vnitřní ložisko na náboji pojistným kroužkem, vznikla potřeba navrhnout pojistnou matici, která se našroubuje z vnitřní strany náboje. Tato úprava vyžadovala prodloužení náboje pro závit matice, což sebou přineslo další mírně navýšení hmotnosti.

¹ Primární struktura – primary structure: skládá se z hlavního oblouku, předního oblouku, podpěr oblouku, boční nárazové konstrukce, přední bulkhead (překlad?), veškeré části šasi a podpory nebo vedení které přenáší zatížení od postroje řidiče do už zmíněných komponentů primární struktury.

Další změnou také bylo zvětšení styčné plochy tripodu poloos a samotného náboje. To znamenalo prodloužení styčné plochy, a tudíž i další zvýšení hmotnosti náboje.

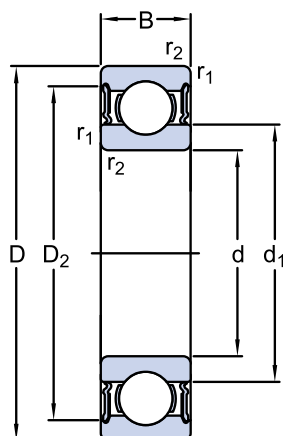
Jak je patrné, že cílem konstrukce náboje pro Dragon 8 bylo minimalizovat vliv těchto změn na celkové hmotnosti.

3.3 VOLBA LOŽISEK

Vzhledem k tomu, že došlo ke zvětšení ložisek nábojů bylo nutné provést kontrolu trvanlivost ložiska.

Na monopostech Dragon 4 až Dragon 7 se nacházely ložiska 61814-2RS1 od společnosti SKF. Pro Dragon 8 byly zvoleny ložiska 61816-2RS1. V následující tabulce je srovnání těchto dvou ložisek.

Tabulka 1 Parametry ložiska



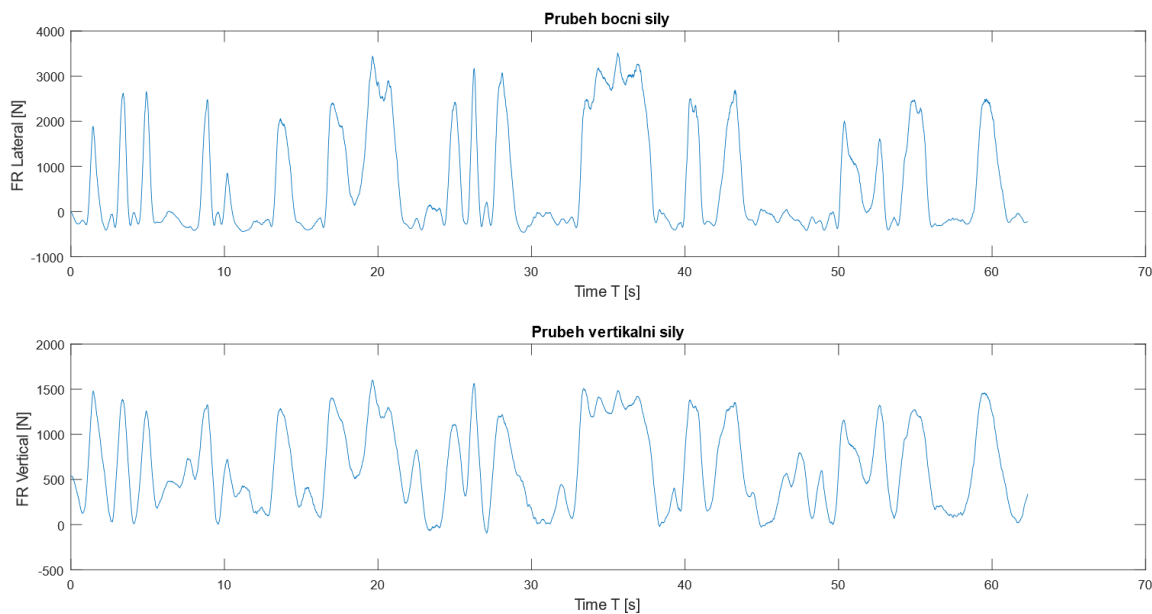
		61814-2RS1	61816-2RS1
	d [mm]	70	80
	D [mm]	90	100
	B [mm]	10	10
	d ₁ [mm]	~76,4	~ 86,7
	D ₂ [mm]	~85,5	~ 95,7
	r _{1,2} [mm]	0,6	1,3
Základní dynamická únosnost	C [kN]	12,4	12,7
Základní statická únosnost	C ₀ [kN]	13,2	11,2
Mezní únavové zatížení	P _u [kN]	0,56	0,61
Mezní otáčky	[r/min]	4300	3600
Výpočtový součinitel	k _r [-]	0,015	0,015
Výpočtový součinitel	f ₀ [-]	17,2	13,3
Hmotnost	m [kg]	0,14	0,16

Lze dobře pozorovat, že obě ložiska jsou si svými parametry velmi podobná a vzhledem k bezporuchovosti menšího ložiska na monopostech minulých let, bylo toto ložisko předběžně zvoleno jako ložisko na náboje pro monopost Dragon 8. Trvanlivost tohoto ložiska je vypočtena v následující kapitole.

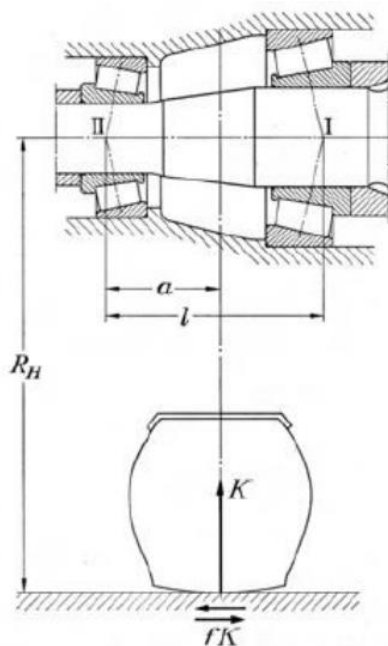
3.3.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI

Výpočet trvanlivosti ložisek vycházel z reálných naměřených dat z provozu monopostu Dragon 7. Byly využity kanály pro boční a podélné zrychlení a z těchto dat byly vypočítány hodnoty pro normálovou sílu, boční sílu při zatáčení a podélné síly v případě zrychlování nebo naopak zpomalování (brzdění). Hodnoty sil vychází z výpočtu, který je popsán ve 4. kapitole.

Tyto síly pod koly byly následně využity při výpočtu radiálního a axiálního zatížení ložisek.



Graf 1 Průběh velikosti boční a vertikální síly během závodu na pravé přední kolo



Obrázek 10 Zatížení ložisek v náboji kola [4]

Na obrázku je vykreslena uspořádání ložisek na náboji pro vypočítání radiálních zatížení na vnějším a vnitřním ložisku. Z momentové rovnováhy byly vyjádřeny radiální síly F_{rI} pro vnější ložisko a pro vnitřní, F_{rII} . Dále jsou uvedeny parametry pro náboje D8. Byl uvažován výpočet pro ložiska na náboji zadního levého kola.

Tabulka 2 Základní parametry vozu

Výška těžiště	h	305 mm
Rozvor nápravy	wb	1532 mm
Rozchod zadní nápravy	t_r	1,18 m
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	a	750 mm
Dynamický poloměr kola	r_d	264,16 mm

- Pro případ jízdy po rovince, zrychlování nebo brzdění

$$F_{rI1} = \varepsilon_1 \cdot K_s + \varepsilon_2 \cdot f \cdot K_s \quad (1)$$

$$F_{rII1} = (1 - \varepsilon_1) \cdot K_s + \varepsilon_2 \cdot f \cdot K_s \quad (2)$$

kde F_{rI1} – Radiální síla na vnitřní ložisko [N]
 F_{rII1} – Radiální síla na vnější ložisko [N]
 ε_1 – poměr a/l [-]
 ε_2 – poměr r_d/l [-]
 K_s – statické zatížení náboje [N]

Pro tento případ jsou ignorovány axiální síly a pouze síly radiální jsou uvažovány. Koeficient f je doporučován volit 0.05 [4].

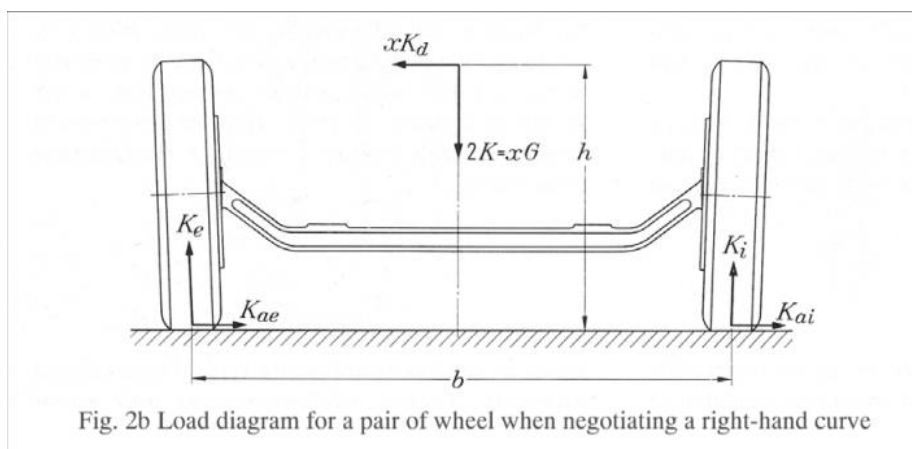
- Pro případ zatáčení vlevo

$$F_{rI2} = \varepsilon_1 \cdot K_{ae} + \varepsilon_2 \cdot f \cdot K_e \quad (3)$$

$$F_{rII2} = (1 - \varepsilon_1) \cdot K_{ae} + \varepsilon_2 \cdot f \cdot K_e \quad (4)$$

kde F_{rI2} – Radiální síla na vnitřní ložisko [N]
 F_{rII2} – Radiální síla na vnější ložisko [N]

K_{ae} – Boční síla [N]
 K_e – Vertikální síla [N]



Obrázek 11 Zatížení nápravy vozu [4]

K_d síla uvedená na obrázku 12 je setrvačná síla, která vzniká vlivem zatáčení a je zahrnuta ve výpočtech zatížení kol.

- Pro případ zatáčení vpravo

$$F_{rI3} = \varepsilon_1 \cdot K_{ai} + \varepsilon_2 \cdot f \cdot K_i \quad (5)$$

$$F_{rII3} = (1 - \varepsilon_1) \cdot K_{ai} + \varepsilon_2 \cdot f \cdot K_i \quad (6)$$

kde F_{rI3} - Radiální síla na vnitřní ložisko [N]
 F_{rII3} - Radiální síla na vnější ložisko [N]
 K_{ai} – Boční síla [N]
 K_i – Vertikální síla [N]

Ačkoliv jsou rovnice téměř identické, nutno lze počítat při výpočtu se změnou znaménka u bočního zrychlení.

Vzhledem k tomu, že při zatáčení se jedná o kombinované zatěžování je potřeba zjistit dynamické radiální (axiální) ekvivalentní zatížení P .

$$P = XF_r + YF_a \quad (7)$$

kde X – výpočetní součinitel [-]
 Y – výpočetní součinitel [-]
 F_r – radiální zatížení ložiska [-]
 F_a – axiální zatížení ložiska [-]

Součinitele X a Y lze vyčíst z tabulky 1.

Tabulka 3 Součinitele X a Y [3]

$f_0 F_a / C_0$	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r \geq e$	
		X	Y	X	Y
0,172	0,19	1,00	0	0,56	2,30
0,345	0,22	1,00	0	0,56	1,99
0,689	0,26	1,00	0	0,56	1,71
1,03	0,28	1,00	0	0,56	1,55
1,38	0,30	1,00	0	0,56	1,45
2,07	0,34	1,00	0	0,56	1,31
3,45	0,38	1,00	0	0,56	1,15
5,17	0,42	1,00	0	0,56	1,04
6,89	0,44	1,00	0	0,56	1,00

Každá výsledná hodnota P se poté dosadí do rovnice spolehlivosti

$$L = \left(\frac{C_0}{P_i} \right)^p \cdot 10^6 \quad (8)$$

kde L – trvanlivost ložiska [ot]

C_0 – základní statická únosnost [kN]

p – součinitel (p = 3 pro kuličková ložiska, p = 10/3 pro kuželíková ložiska)

Aby byly zahrnuty veškeré jízdní stavy, je použita rovnice pro průměrnou trvanlivost při proměnném zatížení.

$$L_m = \frac{1}{\sum \frac{t_i}{L_i}} \quad (9)$$

Hodnota t_i v této rovnici představuje procentuální časový úsek daného stavu. Veškeré hodnoty t_i se tedy musí po sečtení rovnat 1. V případě, kdy byly data zaznamenávány frekvencí 200Hz po dobu Y sekund vzniklo X záznamů a tedy $t_i = 1/X$.

V poslední řadě je nutné přepočítat otáčky na ujetou vzdálenost. To lze učinit jednoduchým vzorcem

$$L_{sm} = 2\pi \cdot r_d \cdot L_m \quad (10)$$

Předchozí rovnice udává výpočet trvanlivosti pouze s 90 % spolehlivostí a zahrnuje pouze vliv zatížení, ale nerespektuje ostatní vlivy, které na ložisko může v době provozu působit. Pro zvýšení spolehlivosti byla tedy použita modifikovaná rovnice trvanlivosti podle výrobce SKF.

Rovnice spolehlivosti podle SKF zohledňuje následující provozní faktory [8]:

- Vliv úrovně znečištění v ložisku (η_c)
- Podmínek mazání (κ)
- mezního únavového zatížení v souvislosti s působícím ekvivalentním zatížením ložiska (P_u/P)

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_m \quad (11)$$

kde L_{nm} – spolehlivost podle SKF
 a_1 – součinitel spolehlivosti [-]
 a_{SKF} – součinitel spolehlivosti podle SKF [-]
 L_m – trvanlivost ložiska [ot]

Součinitel a_1 lze jednoduše vyčíst z dostupných tabulek [3,8] a jeho hodnota pro 99% spolehlivost činí 0,25.

Výpočet součinitele podle SKF je uveden v [8]. Lze ho vyčíst z následujícího grafu.

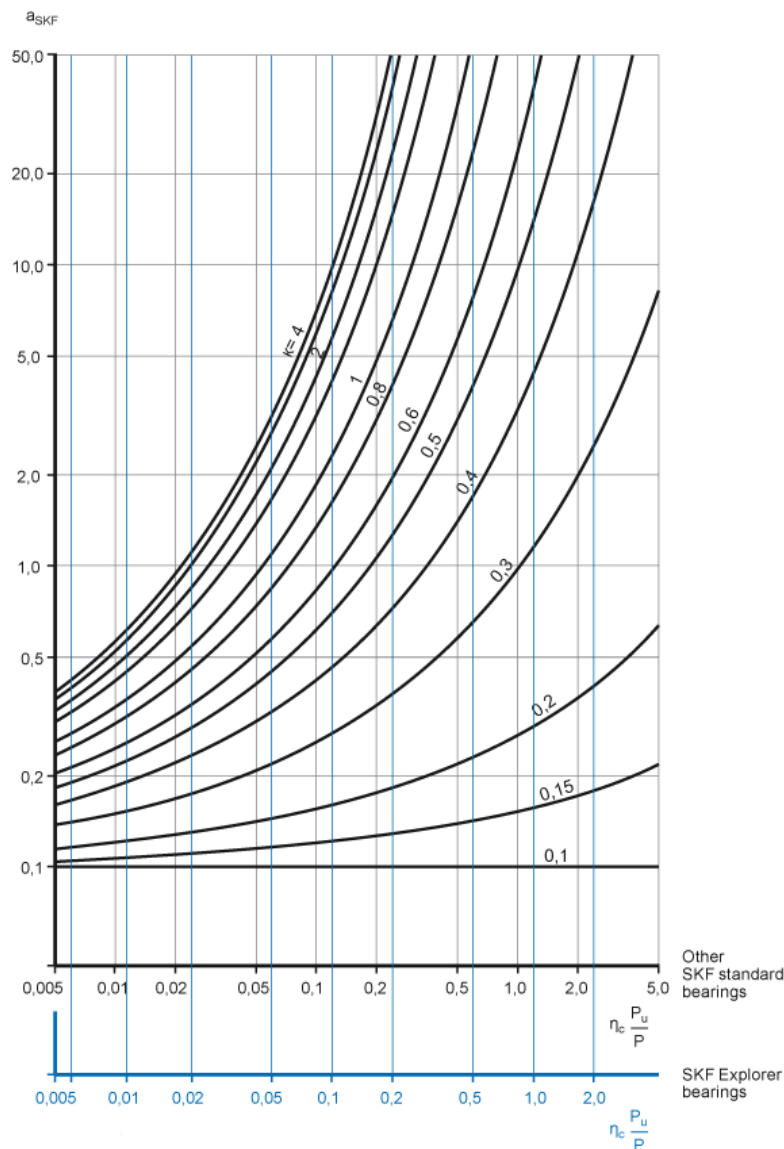


Diagram 1 Součinitel a_{SKF} [8]

Pro určení a_{SKF} je nutno znát viskózní poměr κ .

$$\kappa = \frac{v}{v_1} \quad (12)$$

kde v – skutečná provozní viskozita oleje nebo základní olejové složky plastického maziva [mm^2/s]

v_1 – viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání, funkce středního průměru ložiska a otáček [mm^2/s]

Skutečnou provozní viskozitu lze určit z následujícího diagramu [8].

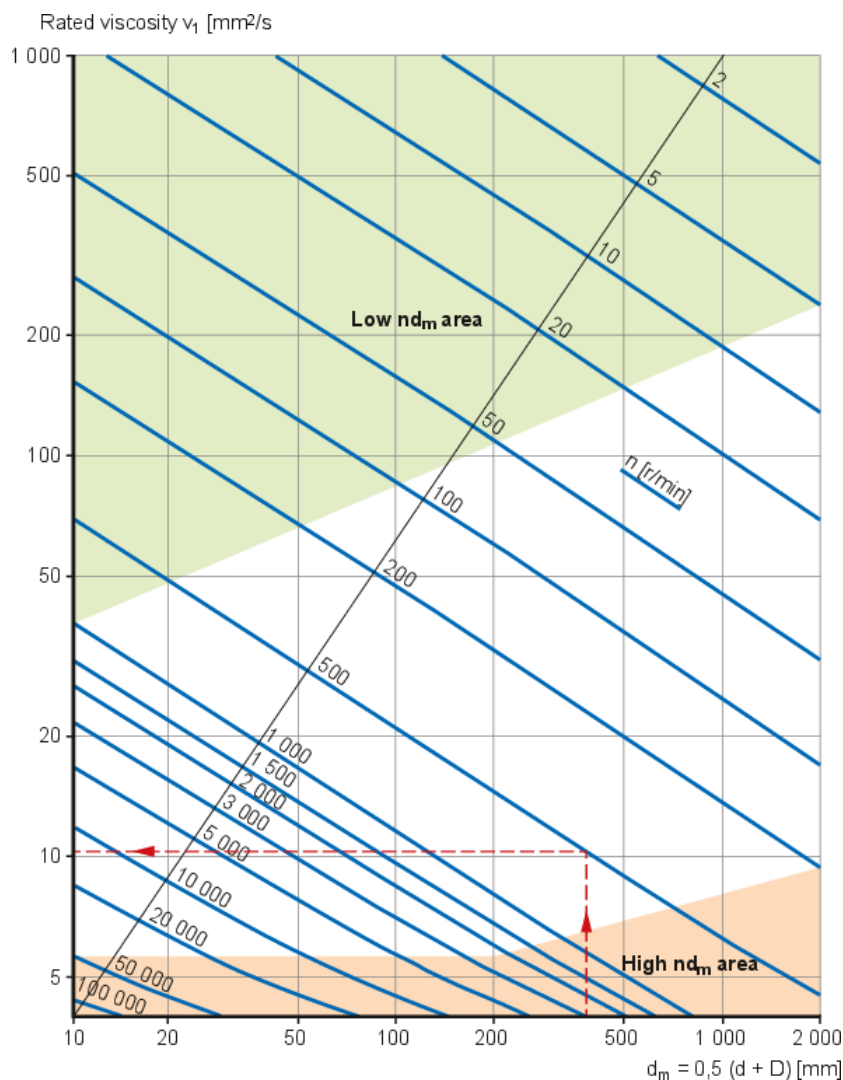


Diagram 2 Určení viskozity, která zaručuje dobré mazání v_1 [8]

Za předpokladu, že náboj se bude otáčet přibližně rychlostí 2 000 ot/min je hodnota v_1 přibližně $8 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Pokud bude náboj pracovat přibližně v teplotě 100°C , je velikost v podle [8] $10 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Viskózní poměr je tedy $\kappa = 0.8$.

Hodnotu $\eta_c \frac{P_u}{P}$ lze vypočítat z dostupných parametrů od výrobce [8]. Hodnota znečištění $\eta_c = 0.55$, přičemž hodnota ekvivalentního zatížení zde byla brána $P = 10 \text{ kN}$, což je průměrná ekvivalentní síla působící na ložisko. Hodnota $P_u = 0,61 \text{ kN}$, je uvedená v tabulce 1.

$$\eta_c \frac{P_u}{P} = 0,03 \quad (13)$$

Z diagramu 1 lze jednoduše vyčíst přibližnou hodnotu $a_{SKF} = 0,8$.

Výsledné hodnoty:

- Vnější ložisko: 1 522 km
- Vnitřní ložisko: 2 036 km

Tyto hodnoty se můžou zdát poněkud nízké, ale u monopostu Formule Student se předpokládá životnost přibližně na 1500–2000 km. Navíc je potřeba znovu podotknout, že výpočet byl pojat konzervativně a reálné hodnoty budou určitě větší.

Pro potřebu monopostu Dragon 8 tyto hodnoty vystačí.

3.4 VOLBA MATERIÁLU

Jako materiál pro náboje byla stejně jako v minulých letech zvolena hliníková slitina EN AW 7075 T6 (AlZnMgCu1,5). Tato slitina je velmi často používána v letadlovém a automobilovém průmyslu, protože vyniká výbornými mechanickými i fyzikálními vlastnostmi, obrobitelností a relativně nízkou cenou. Tyto slitiny jsou ovšem poměrně citlivé na korozi, nejsou moc dobře svařitelné a také nejsou vhodné na eloxaci.

Tato slitina, která je dodávána ve stavu T6 (vytvrzení za tepla) má mez pevnosti $R_m = 530 \text{ MPa}$ a smluvní mez kluzu $R_{p0,2} = 480 \text{ MPa}$ při nízké hustotě $\rho = 2,80 \text{ g/cm}^3$.

3.5 KONSTRUKCE NÁBOJŮ

Vzhledem k použitým kolům od společnosti O.Z., byly náboje dimenzovány právě na tyto kola.

Jedná se o speciální edici kol pro týmy Formule Student. Jedná se o kola s průměrem ráfku 13“ a šířkou 7“. Tyto kola jsou vyrobena z hořčíkové slitiny a mají nízkou hmotnost 2,5 kg. Tyto kola byla prvně použita na monopostu Dragon 4 a velmi dobře se týmu osvědčila, a proto není třeba náhrady na D8. Jedinou možnou alternativou jsou karbonové kola vlastní konstrukce, které by přinesly další redukci na hmotnosti. Tyto kola jsou v současné době ve vývoji.

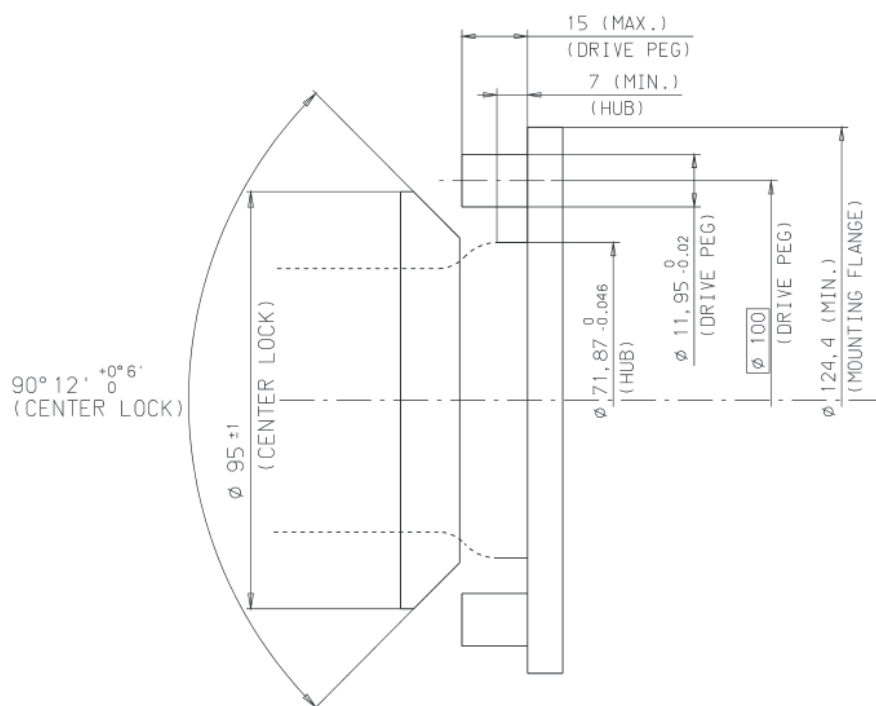


Obrázek 12 Kola pro Formula Student od společnosti OZ [5]

Stejně jako v minulých letech, byla opět zvolena varianta s centrální maticí, protože na rozdíl od řešení se čtyřmi šrouby s kuzelem je centrální matice daleko lepší z hlediska servitovatelnosti, hmotnosti, jednoduší zástavby a také estetiky [10].

Společnost O.Z. také uvádí doporučené rozměry pro náboj a centrální matici, ze kterých vycházela konstrukce nábojů, unášecích kolíků a centrální matice.

HUB DESIGN: SUGGESTED DIMENSIONS



Obrázek 13 Doporučené rozměry náboje pro kola OZ Formula Student [6]

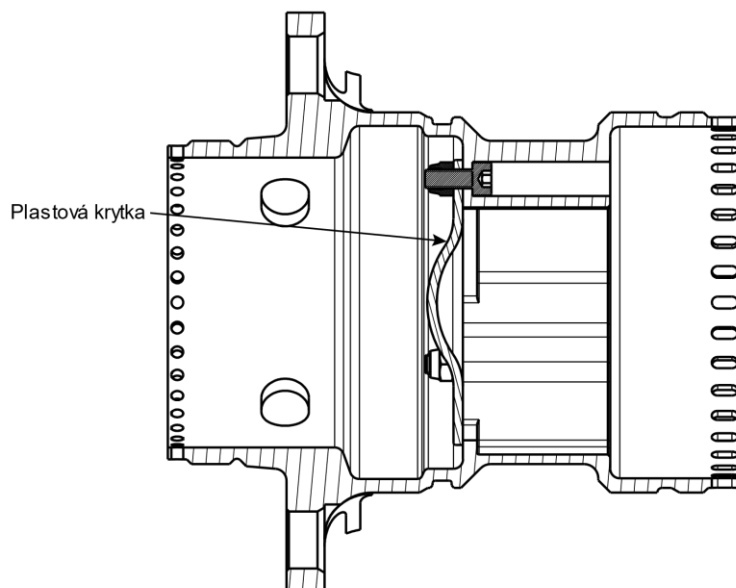
Při návrhu bylo potřeba navrhnout náboje tak, aby byly symetrické. To bylo učiněno, aby došlo ke snížení nákladů. Dále byla potřeba zajistit kompatibilita s tripody poloos a brzdových kotoučů.

Dalším důležitým parametrem, ze kterých návrh vycházel, byla vzdálenost samotných ložisek.

V kapitole 3.3 byly uvedeny vztahy pro výpočet radiálního zatížení pod vnějším a vnitřním ložiskem. Z těchto vztahů, je zřejmé, že větší vzdálenost mezi ložisky vede ke zmenšení reakčních sil a tím pádem ke zvýšení celkové tuhosti soustavy. Je potřeba ovšem brát zřetel na hmotnost soustavy, aby bylo dosaženo co nejmenší hmotnosti neodpružené hmoty, která má přímý vliv na ovladatelnost vozidla. Po konzultacích s členy týmu TU Brno Racing, kteří měli na starosti konstrukční návrh přední a zadní těhlice, byla vzdálenost ložisek pro zadní nápravu zvolena 50 mm a pro přední 58 mm.

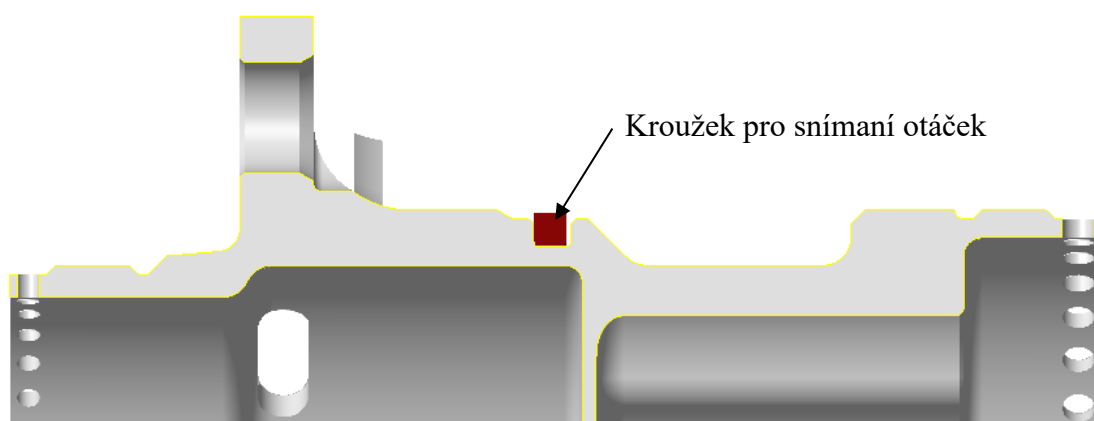
Původní plány pro konstrukci také byly učinit náboj průchozí, aby přes něj šly vytahovat poloosy. Cílem této změny měla být zlepšená servisovatelnost vozu, protože k vytažení poloos z vozu byla vždy potřeba odpojit horní body zavěšení a až poté šla poloosa vyjmout. Dále byl tento návrh podpořen faktem, že se zadní náprava na monopostu Dragon 8 značně zkomplikovala přidáním centrálních tlumičů a zhoršil se přístup k poloosám. Ačkoliv byl tento

návrh vypracován, nakonec nedošlo k jeho zrealizování vzhledem k další změně, která proběhla na poloosách vozu. Na rozdíl od předchozích monopostů, kde se vyskytovaly relativně tenké, ocelové poloosy, byly na D8 navrženy poloosy karbonové, které mají v porovnání s ocelovými poloosami veliký průměr a zadním nábojem by tedy protáhnout nešly.



Obrázek 14 Návrh pro možnost vytažení poloos přes náboje pomocí odmontovatelné plastové krytky

Jedním z nedostatků nábojů na monopostu Dragon 7 byl fakt, že po nalisování vnějších ložisek a následným zalepením kroužků pro snímání rychlosti otáček kola, nešlo vnější ložisko v případě poruchy opět rozlisovat. Ačkoliv doposud k takové poruše nedošlo, byla i tak potřeba tento nedostatek odstranit. Na nábojích D8 bylo využito zvětšení ložisek, rozměry kroužku zůstaly zachovány z předchozí evoluce vozu, což znamenalo že vnější průměr kroužku ležel pod úrovní vnitřního průměru ložiska a nebránil vylisování vnějšího ložiska.



Obrázek 15 Pozice kroužku pro měření otáček kol

Další změnu představovala matice na vnitřní straně náboje. Jak už bylo avizováno v předchozích kapitolách, tato matice byla navrhována, aby vyhověla požadavkům organizátorů soutěže Formula Student Germany.



Obrázek 16 Model pojistné matice z hliníkové slitiny EN AW 7075

Jedná se o poměrně jednoduchou matici s vnitřním závitem M80x2. Díry po obvodu jsou pro závlačky, které slouží jako pojistka proti povolení a také další utahování matice vlivem krouticího momentu, které by mohlo způsobit poškození vnitřního ložiska. Matice je opět vyrobena z materiálu EN AW 7075 T6. Na utahování byl vytvořen vlastní hákový klíč, který byl vypálen z ocelového plechu o tloušťce 4 mm.

Centrální matice zůstává beze změny z minulých monopostů. Obsahuje jemný vnitřní závit M68x1 a je vyrobena z titanové slitiny. Na začátku sezóny se debatovalo, zdali drahou a poměrně těžkou matici nahradit potencionálně lehčí a levnější alternativou z hliníkové slitiny, která by kromě jiného materiálu nesla i změnu ve stoupání závitu, které je v současnosti velmi jemné a vyžaduje pozornost při údržbě vozu. Ovšem, vzhledem k tomu, že tým TU Brno Racing měl k dispozici další 4 kusy titanových matic, bylo od návrhu nakonec upuštěno, protože by to znamenalo další náklady na výrobu.



Obrázek 17 Model centrální matice

3.6 ANALÝZA KONTAKTNÍHO NAPĚTÍ KAMENE TRIPODU S NÁBOJEM

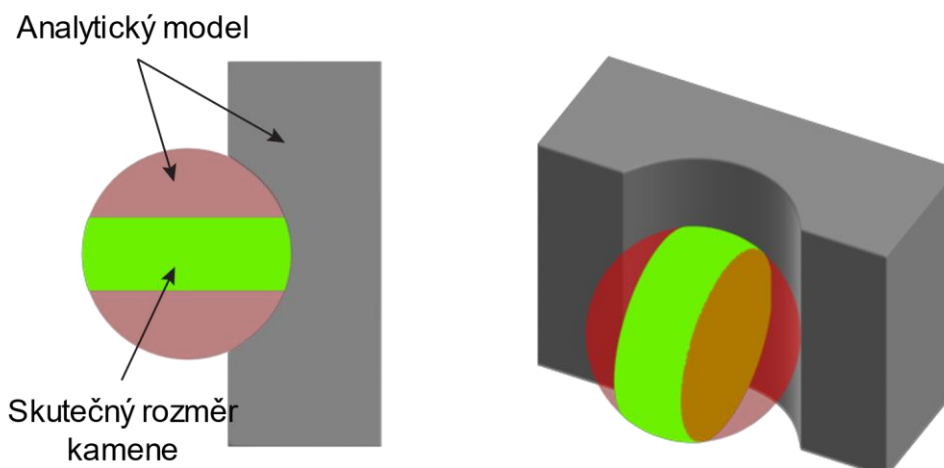
Přenos kroutícího momentu z poloosy na náboj je realizovaný pomocí tripodu a kontaktní plochou uvnitř zadního náboje.

Při přenosu kroutícího momentu přes poloosy a nábojem dochází k bodovému styku mezi kamenem tripodu a stěnou náboje. Proto byl proveden analytický výpočet podle Herzovy teorie o bodovém styku, kterým lze získat tzv. Hertzovo napětí v tomto kontaktu. Vzhledem k nepřesnostech ve výpočtech byla navíc provedena simulace pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS Workbench.

Výpočet byl prováděn pro kontakt tripodu, který je vyroben z oceli 36CrNiMo4 s nábojem z předem zmíněné slitiny EN AW 7075 T6.

Byl uvažován styk koule s vnitřním válcem.

Kamen tripodu má poloměr 12,5 mm a tloušťku 8,8 mm. Při analytickém výpočtu bylo potřeba vzít v potaz to, že samotný kamen tripodu není celá koule, ale pouze část koule. Při výpočtu rozměrů kontaktních ploch vyšlo, že délka kontaktní plochy a je 16,23 mm. To samozřejmě nemůže nastat, takže velikost a byla zvolena 8,8 mm aby korespondovala se skutečnými rozměry tripodu.



Obrázek 18 Grafická reprezentace modelu výpočtu

Vzhledem k tomu faktu se výsledek poměrně výrazně zkreslil, byla pro porovnání provedena analýza pomocí metody konečných prvků.

Z výpočtu vychází, že maximální kroutící moment od poloos je přibližně 530 N.m. Pro zvýšení bezpečnosti byla uvažována hodnota 600 N.m. Při analytickém výpočtu podle [13] pro obecný styk těles vychází maximální smykové napětí $\tau_{max} = 321,8$ MPa.

Jako kritérium plasticity bylo zvoleno kritérium, které v roce 1868 definoval H. Tresca [3]. Jedná se o poměrně konzervativní kritérium, které nám říká, že k plastické deformaci dojde tehdy, pokud velikost prvního hlavního napětí přesáhne mez kluzu. Toto kritérium lze vyjádřit následujícím vztahem [3].

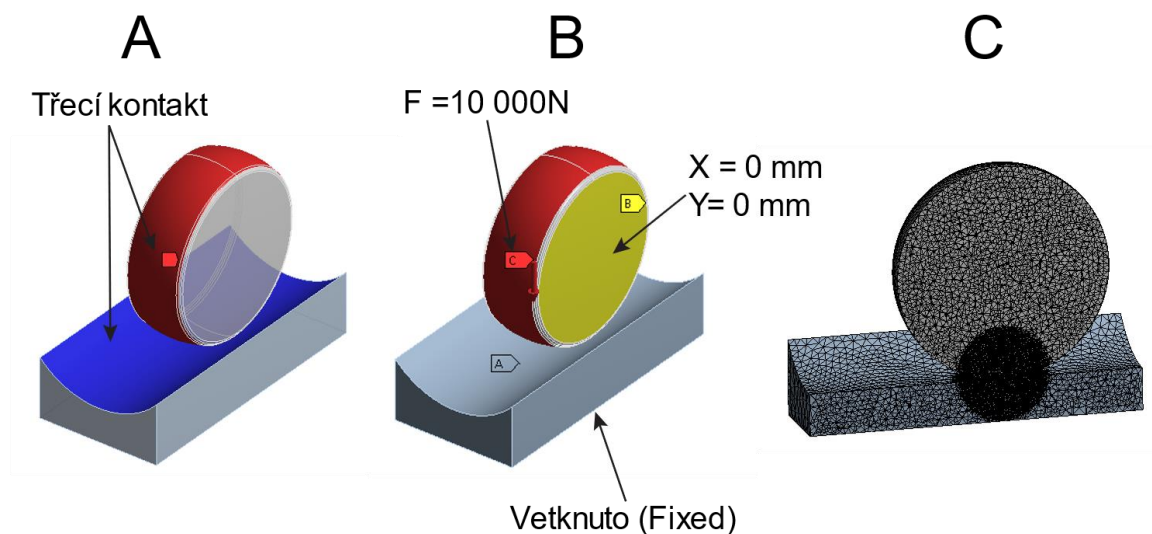
$$\tau_{max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \leq \frac{R_e}{2}$$

Pro konstruktérské účely můžeme tento vztah přepsat jako:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{R_e}{k}$$

Tedy v případě analytického výpočtu vychází koeficient bezpečnosti při styku ocelového kamene tripodu s hliníkovým nábojem $k = 0,7$.

Pro MKP byla vytvořen model, který simuluje reálnou situaci zatížení.



Obrázek 19 Model kontaktu (A – kontakt, B – vazby, C – nastavení sítě v oblasti kontaktu)

Druh kontaktu kamene tripodu a styčné plochy byl nastaven třecí spoj (v ANSYS Workbench „Frictional“) s koeficientem tření 0.15 [13]. Dále bylo

Z výsledku simulace MKP vyšlo maximální smykové napětí $\tau_{max} = 233,1$ MPa, což odpovídá koeficientu bezpečnosti $k = 0.9$. Při porovnání s analytickým výpočtem, který vyšel $\tau_{max} = 321,8$ MPa lze můžeme sledovat velikou odchylku při výpočtu maximálních smykových napětí, což může být právě způsobeno dříve zmíněnou nepřesností uvedenou do výpočtu.

I když je kritérium Tresca poměrně konzervativní, nelze považovat bezpečnost 0,9 za dostačující, a proto byla potřeba do náboje vyrobit vhodná ocelová vložka.

Pro tuto vložku byl zvolen materiál 31CrMoV9+QT. Jedná se o nitridační ocel s velmi vysokou mezí kluzu ($R_e = 800-900$ MPa), která byla po výrobě nitridována pro zlepšení jejích vlastností – zejména tvrdost, mez kluzu a mez únavy. Pro tuto vložku vychází maximální smykové napětí z analytického výpočtu $\tau_{max} = 394,7$ MPa. V tomto případě vychází koeficient bezpečnosti $k = 1,3$.

Z MKP simulace vyšlo maximální smykové napětí $\tau_{max} = 282,6$ MPa. Stejně jako v předchozím případě můžeme, opět můžeme sledovat veliký rozdíl v napětích. Pro tento případ vychází koeficient bezpečnosti $k = 1,7$.



Obrázek 20 Model ocelové vložky do náboje

3.7 KONEČNÝ NÁVRH

Konečný návrh vychází z velké řady provedených simulací, které proběhly během vývoje. Největší změny proběhly v oblasti příruby, kde se podařilo výrazně snížit napětí a zároveň tyto změny také dopomohly k tuhosti sestavy. Veškeré změny, které byly provedeny pro monopost Dragon 8 byly již zmíněné v kapitole 3.2.

Zvětšení ložisek mělo na svědomí tvorby velkého množství koncentrátorů napětí, které byla potřeba eliminovat. Největší napětí se objevovala v oblastech zápatí příruby a za přírubou na oblouku mezi přírubou a držákem brzdového čepu. K eliminaci veškerých koncentrátorů přispěly následující změny:

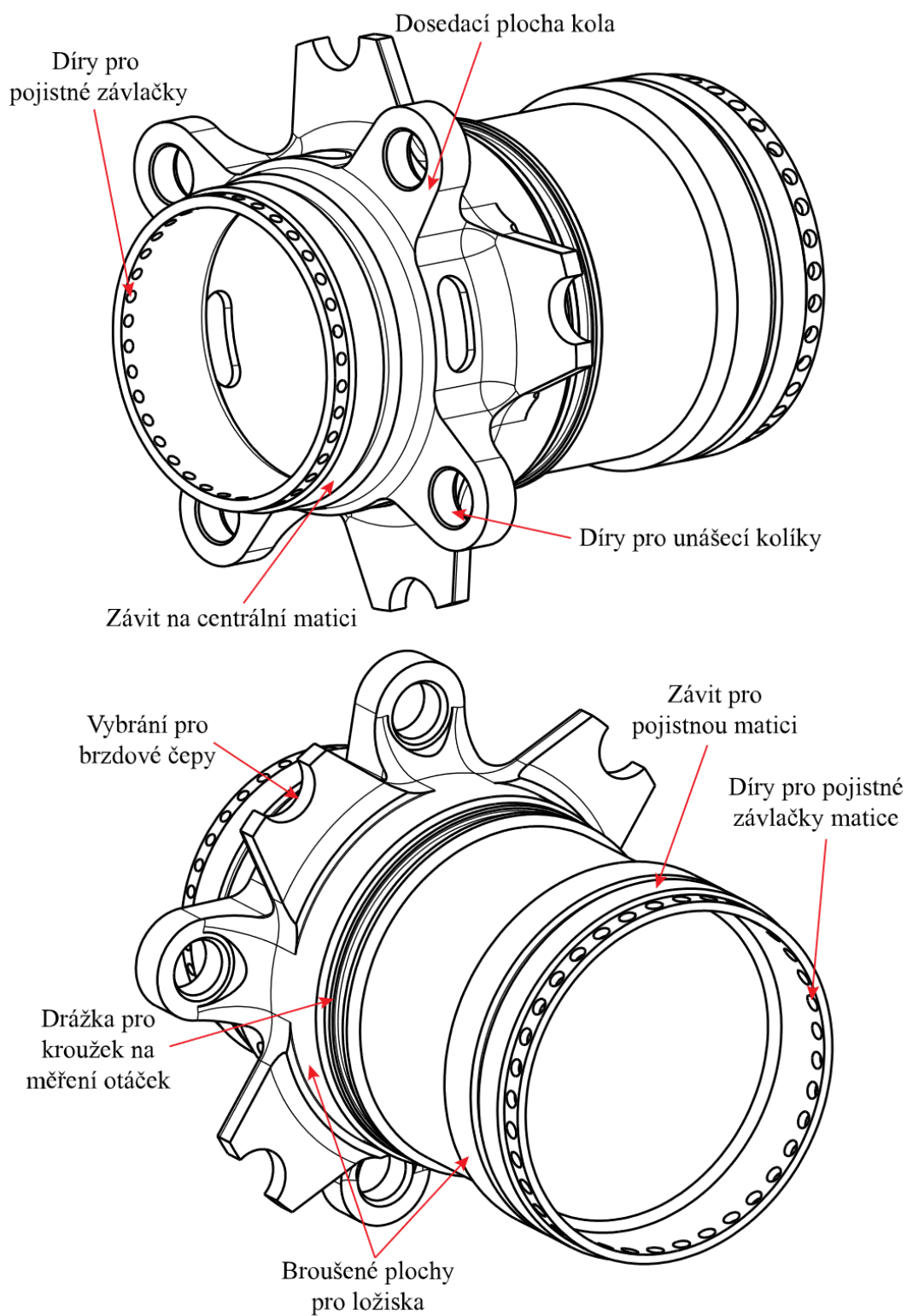
- Stěna příruby byla zmenšena z 9 mm na 8 mm, tato změna byla provedena za účelem eliminace koncentrátorů napětí, který vznikl v oblasti za přírubou. Ačkoliv došlo ke ztenčení stěny příruby, tuhost nebyla výrazně ovlivněna.
- Poloměr u zápatí příruby byl zvětšen, což nejenom vedlo k odstranění koncentrátoru napětí, ale i zmenšení hmotnosti.

Tyto změny proběhly u předního i zadního náboje se stejnými výsledky.

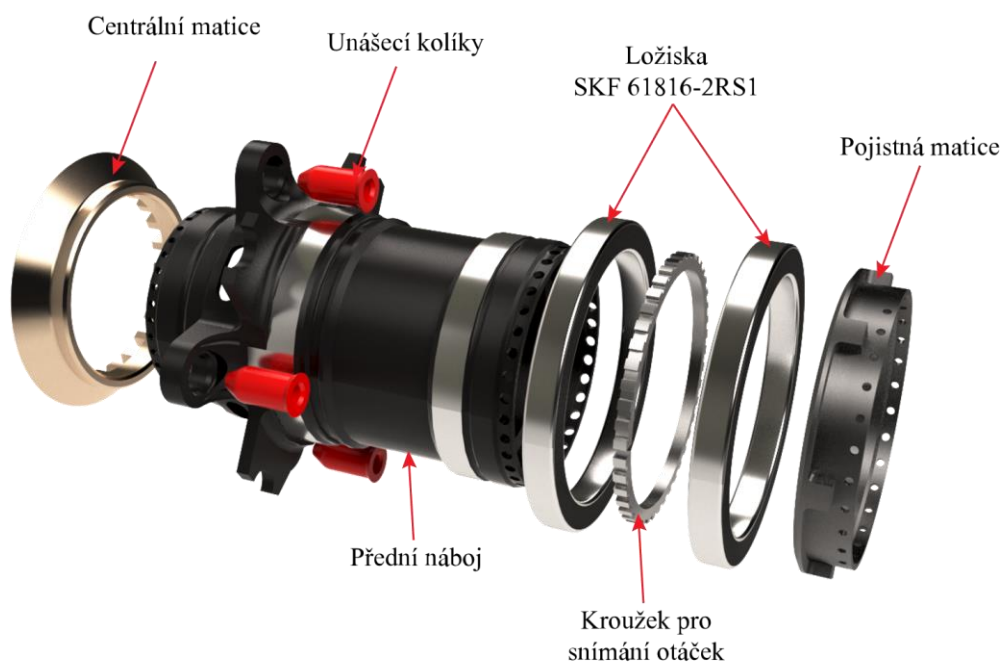
Bohužel, celkové navýšení hmotnosti šlo omezit jen částečně a ve výsledku má zadní náboj hmotnost 425 g, což je o celých 100 g více než u předchozí evoluce. Nejvíce této hmotnosti přibýlo v oblasti pro tripod, kde už nebyl dostatečný prostor pro další odlehčení.

Přední náboj má výslednou hmotnost 349 g, což je pouze o 20 g více než u předchozí evoluce.

3.7.1 PŘEDNÍ NÁBOJ

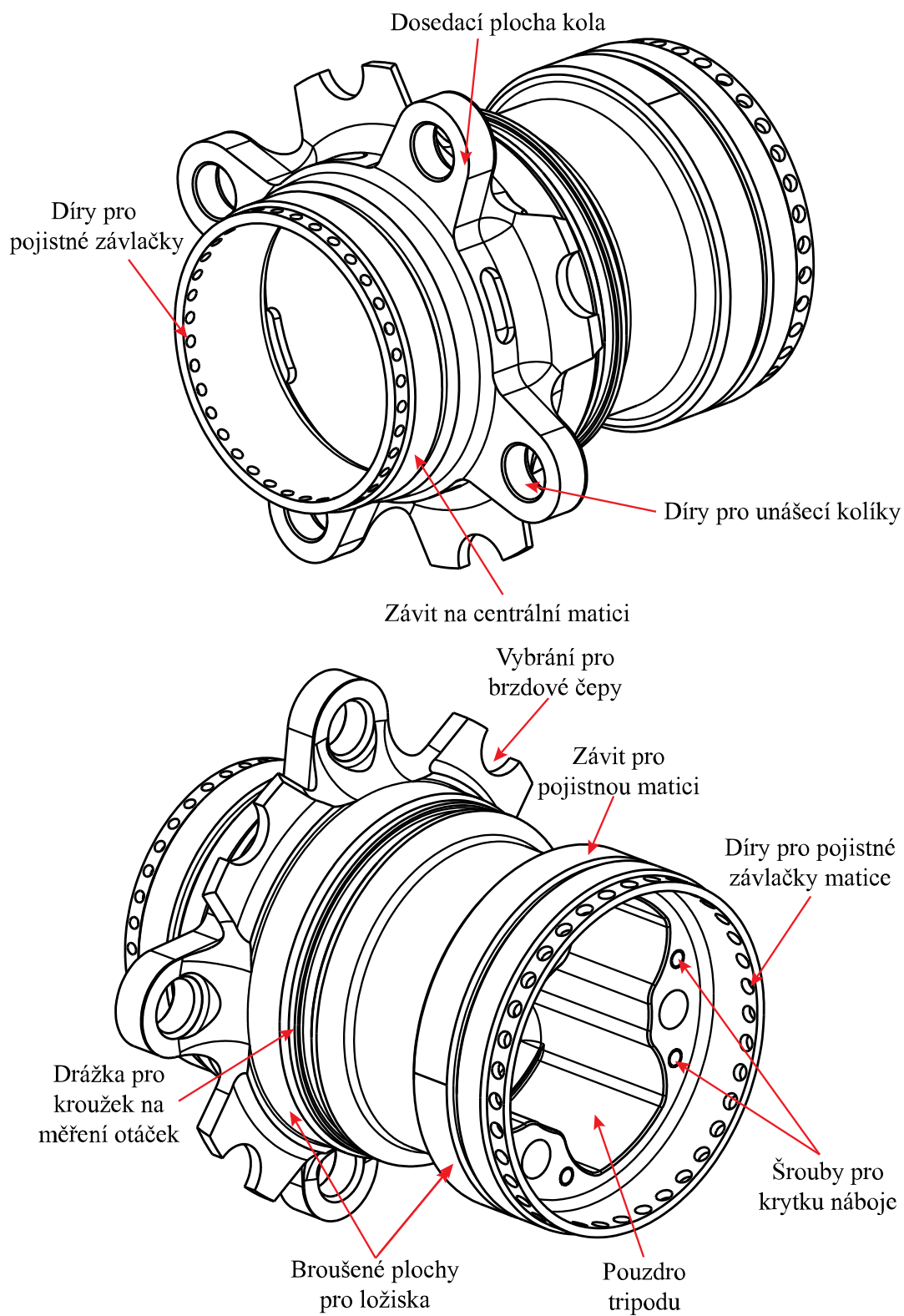


Obrázek 21 Popis předního náboje

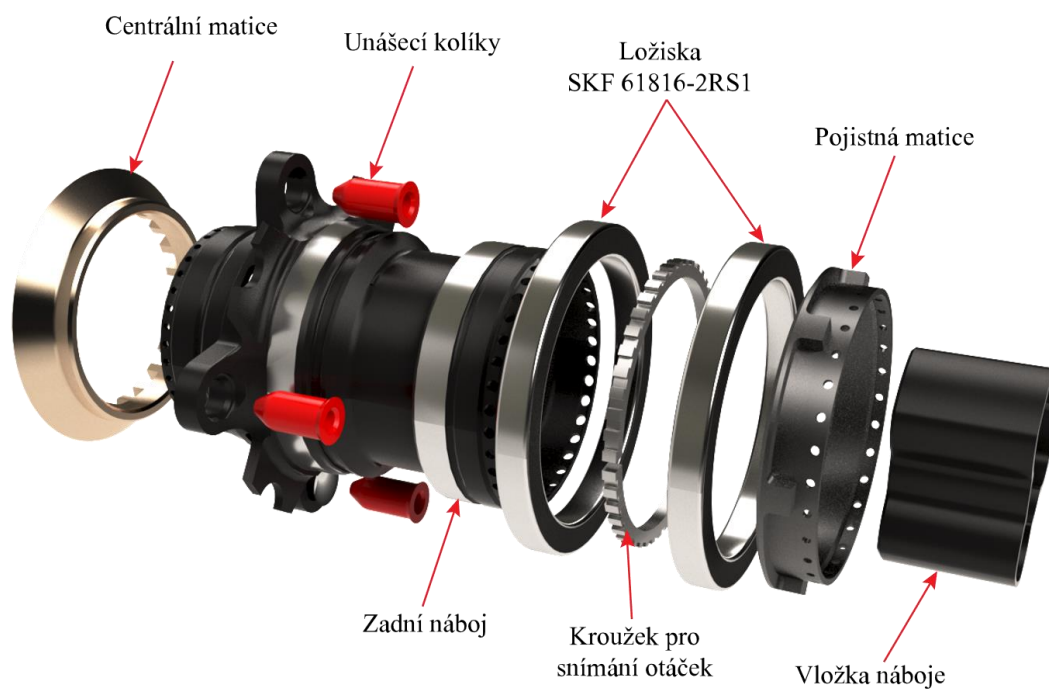


Obrázek 22 Sestava předního náboje

3.7.2 ZADNÍ NÁBOJ



Obrázek 23 Popis zadního náboje



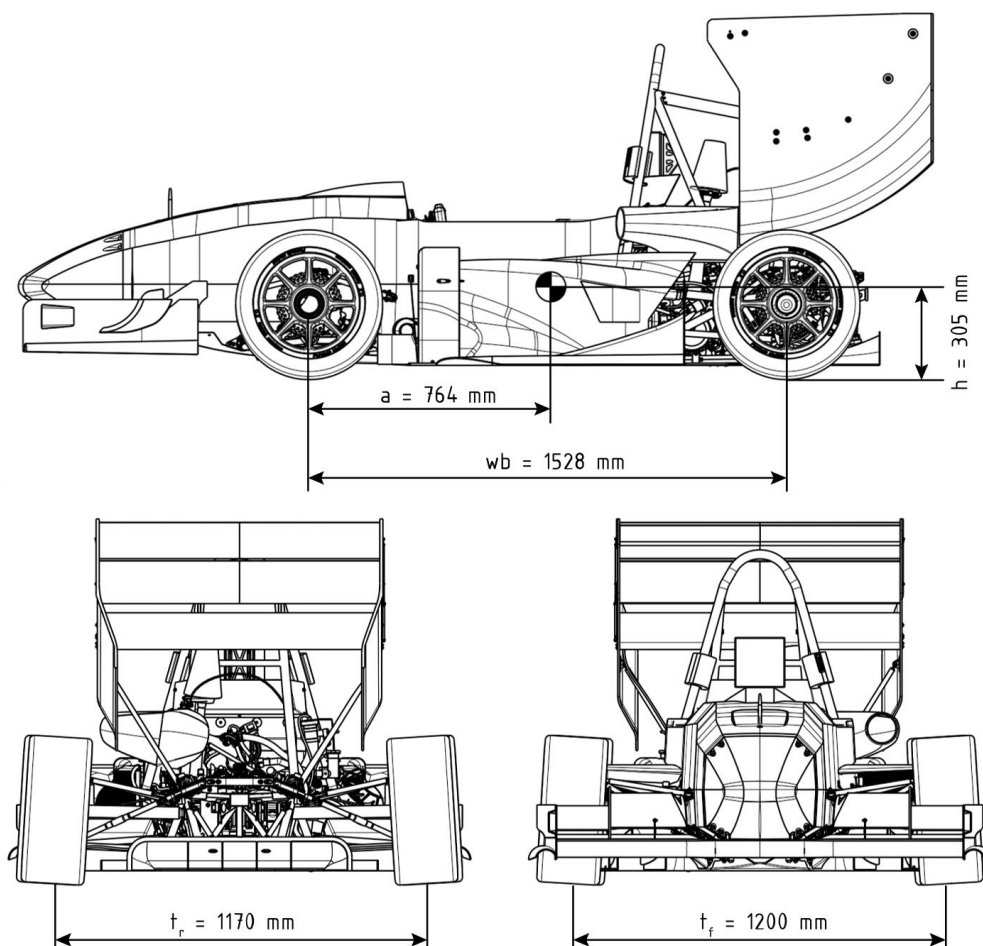
Obrázek 24 Sestava zadního náboje

4 ANALÝZA ZATÍŽENÍ

Vzhledem k tomu, že náboj je zatěžován několika různými stavy během jízdy, byly pro analýzu napjatosti simulovány stavy pro jízdu zatáčkou, prudké brzdění, přejezd přes nerovnost a v případě zadního náboje také případ pro akceleraci.

Veškeré hodnoty zatížení vycházejí ze skutečných naměřených hodnot bočního a podélného zrychlení. Pro tento účel byl vytvořen skript v programu MATLAB, který počítá zatížení pro každé kolo metodou „load transfer“², pomocí které bylo možné zjistit zatížení každého kola v libovolném okamžiku na trati. Pro zvýšení bezpečnosti byly hodnoty podélného a bočního zrychlení ještě vynásobené koeficientem 1.25. Veškeré provedené analýzy jsou tudíž poměrně konzervativní.

Hodnoty parametru vozidla vychází z CAD modelu.



Obrázek 25 Základní parametry vozidla Dragon 8

² Load transfer – změna zatížení jednotlivých kol nápravy vlivem zrychlení působící na vozidlo při jízdě.

Parametry vozidla:

• Rozchod přední nápravy	t_f	1200 mm
• Rozchod zadní nápravy	t_r	1170 mm
• Rozvor	wb	1528 mm
• Hmotnost (včetně řidiče)	m_{CG}	250 kg
• Dynamický poloměr pneumatiky	r_d	0,264 m
• Výška těžiště	h	305 mm
• Vzdálenost těžiště	a	764 mm
• Procentuální poloha těžiště	x_{CG}	50 %

Load transfer pro podélné zrychlení udává přírůstek (nebo úbytek) na dané nápravě a vychází z jednoduché momentové rovnováhy.

$$\Delta W_{longitudal} = \frac{h}{wb} \cdot m_{CG} \cdot a_{longitudal} \quad (14)$$

Celkové zatížení náprav je tedy dáno vztahem:

$$W_{RA} = W \cdot x_{CG} + \Delta W_{longitudal} \quad (15)$$

$$W_{FA} = W \cdot (1 - x_{CG}) - \Delta W_{longitudal} \quad (16)$$

kde $\Delta W_{longitudal}$ – přírůstek zatížení vlivem load transferu [N]

W – celkové zatížení vozidla [N]

W_{RA} – zatížení zadní nápravy [N]

W_{FA} – zatížení přední nápravy [N]

Stejně tak u podélného load transferu, vztah pro boční load transfer vychází opět z momentové rovnováhy a lze ho uplatnit na libovolnou nápravu vozu.

$$\Delta W_{lateral} = \frac{a_{lateral} \cdot W_A / g \cdot h}{t_A} \quad (17)$$

kde $\Delta W_{lateral}$ – přírůstek zatížení vlivem load transferu [N]

W_A – zatížení nápravy vozidla [N]

t_A – rozchod nápravy vozidla [m]

Stejně jako tomu bylo u podélného load transferu, celkové velikosti zatížení se získají přičtením hodnoty load transferu (nebo odečtením na základě znaménka bočního zrychlení) k hodnotě zatížení jednotlivých kol před load transferem.

Tímto přístupem lze jednoduše získat hodnoty zatížení jednotlivých kol a následně tedy i lze získat boční a podélné síly.

Velikost podélné síly je dána vztahem:

$$F_{longitudal} = W_{AW} \cdot \mu_f \quad (18)$$

kde W_{AW} – vertikální zatížení jednoho kola [N]

μ_f – koeficient tření [-]

Jako koeficient tření byly zvoleny hodnoty podélného zrychlení, které nám dají kritické hodnoty podélné síly.

Pro podélnou sílu platí následující vztah.

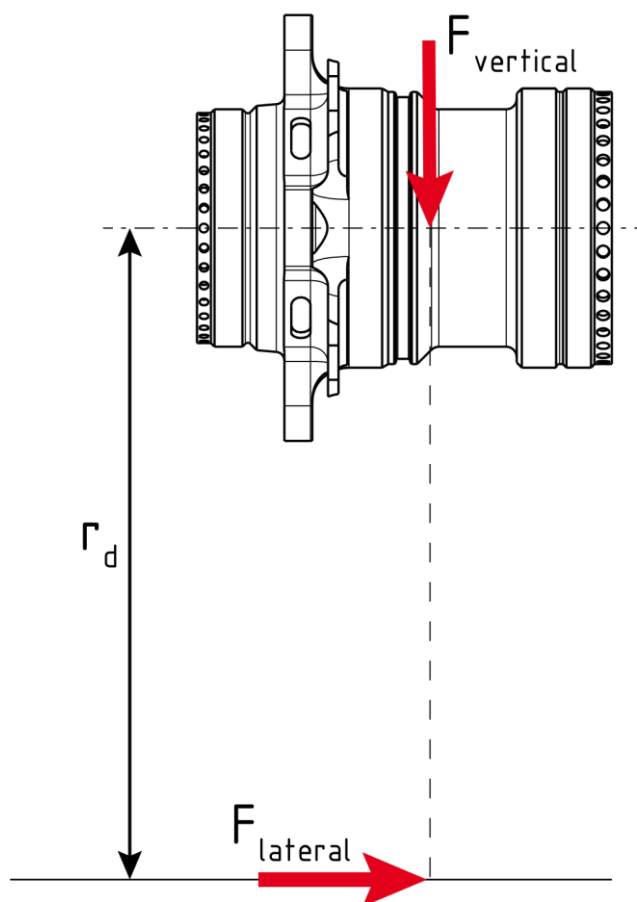
$$F_{lateral} = W_{AW} \cdot a_{lateral} \quad (19)$$

Výsledné maximální hodnoty byly použity pro simulace jízdních stavů.

4.1 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při průjezdu zatáčkou dochází zdaleka k největšímu zatížení náboje, proto je potřeba tomuto stavu věnovat největší pozornost.

Maximální hodnoty zatížení byly získány ze skriptu v programu MATLAB.



Obrázek 26 Zjednodušený náčrt rozložení sil působících na náboje při průjezdu zatáčkou

$$F_{lateral} = 3500 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_{vertical} = 1600 \text{ N} \quad (21)$$

Pro zjednodušení byla maximální boční síla $F_{lateral}$ přesunuta do osy náboje a byl vypočítán staticky ekvivalentní moment M_o .

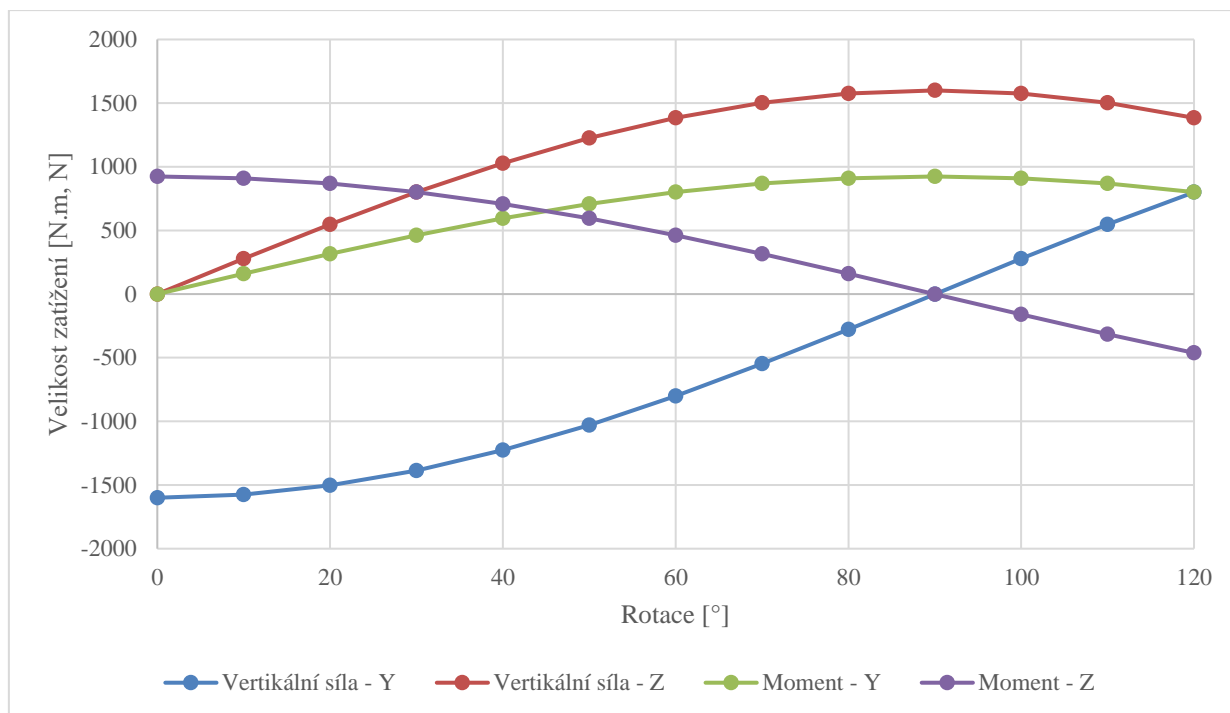
$$M_o = r_d \cdot F_{lateral} = 924 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (22)$$

Při tvorbě vazeb v programu ANSYS Workbench je nutno zohlednit fakt, že ve skutečnosti dochází k rotaci náboje. To lze umožnit rotací samotných zatížení kolem náboje. ANSYS Workbench umožňuje nastavit počet zatěžovacích kroků (Load Steps) a lze také pro každý tento krok definovat velikosti složek působících sil a momentů. Tímto lze poměrně jednoduše nastavit rotaci zatížení. Tento postup z části vychází z [10], kde je uveden výpočet stejné problematiky podobným postupem.

	Steps	Time [s]	✓ X [N]	✓ Y [N]	✓ Z [N]
1	1	0.	0.	0.	0.
2	1	8.e-002	0.	-1600.	0.
3	2	0.16	0.	-1575.7	277.84
4	3	0.24	0.	-1503.5	547.23
5	4	0.32	0.	-1385.6	800.
6	5	0.4	0.	-1225.7	1028.5
7	6	0.48	0.	-1028.5	1225.7
8	7	0.56	0.	-800.	1385.6
9	8	0.64	0.	-547.23	1503.5
10	9	0.72	0.	-277.84	1575.7
11	10	0.8	0.	-9.8012e-014	1600.
12	11	0.88	0.	277.84	1575.7
13	12	1.	0.	547.23	1503.5
*					

Obrázek 27 Tabulka jednotlivých kroků zatížení pro vertikální sílu

Tento postup byl nutný použít při simulaci každého jízdního stavu, což činí tyto simulace velice časově náročné. Vzhledem k tomu, že náboj je částečně symetrický, bylo zbytečné provádět rotaci zatížení o celých 360°. Z toho důvodu probíhala rotace zatížení pouze o 120° po 10°, což vedlo k podstatnému snížení výpočetního času.

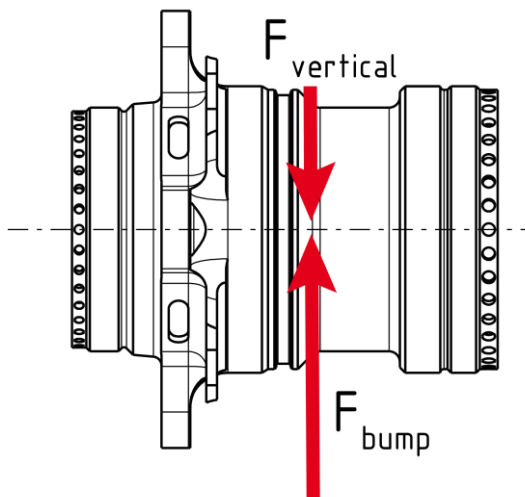


Graf 2 Průběh zatížení u stavu příjezd zatáčkou

4.2 PŘEJEZD NEROVNOSTI

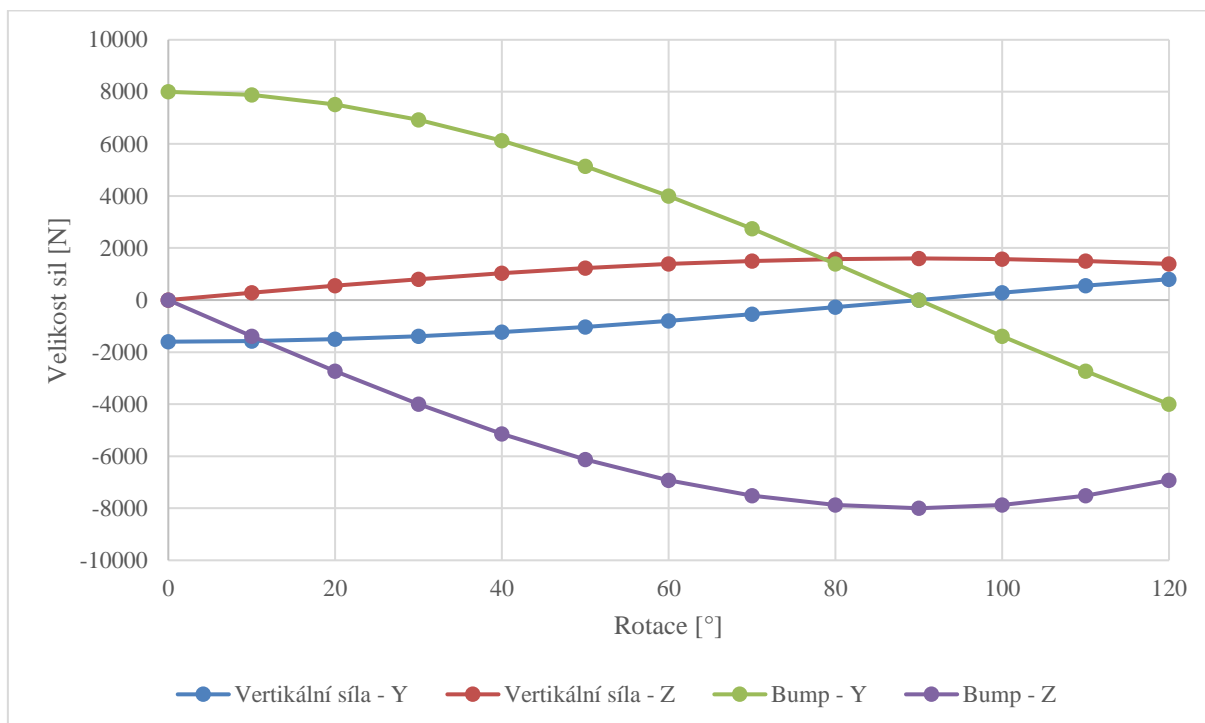
Ačkoliv se závody Formule Student pořádají na tratích bez vertikálních nerovností, je stále potřeba tento jízdní vliv vzít do úvahy při analýze pro případ, kdy by k podobnému stavu mohlo přeci jen dojít.

Síly pro stav přejezd nerovnosti vycházely z [9], kde je uvedeno, že velikost zrychlení kola při přejezdu nerovnosti by měla být 5G. Výsledná síla byla aplikována stejně jako síla vertikální, ale v opačném směru, viz. obrázek 28.



Obrázek 28 Zjednodušený náčrtek rozložení sil působících na náboj při průjezdu nerovnosti

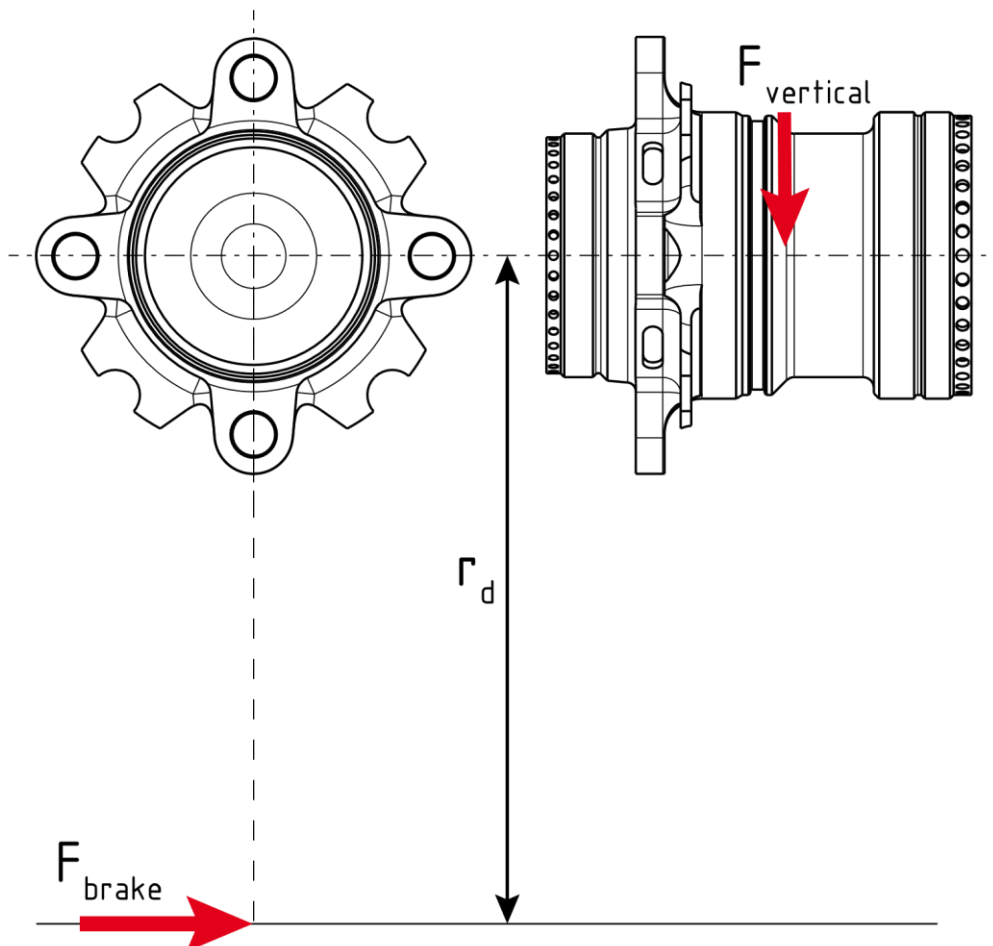
$$F_{bump} = \frac{\max\{|W_{AW}|\}}{g} \cdot 5g = 8000N \quad (23)$$



Graf 3 Průběh zatížení při stavu přejezdu nerovnosti

4.3 PRUDKÉ BRZDĚNÍ

Maximální síly při prudkém brzdění byly opět získány z programu pro výpočet veškerých zatížení. Rozložení sil je znázorněno na následujícím obrázku.



Obrázek 29 Zjednodušený náčrt rozložení sil působících na náboje při prudkém zabrzdění

$$F_{brake_rear} = 770 \text{ N} \quad (24)$$

Stejně tak jako v případě průjezdu zatáčkou byla síla přesunuta do středu kola a tím vznikl brzdný moment.

$$M_{brake_rear} = 203,28 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (25)$$

Vzhledem k tomu, že při prudkém brzdění dochází k přesunu zatížení vlivem load transferu na přední kola, změní se zásadně i hodnota vertikální síly.

$$F_{brake_vertical} = 700 \text{ N} \quad (26)$$

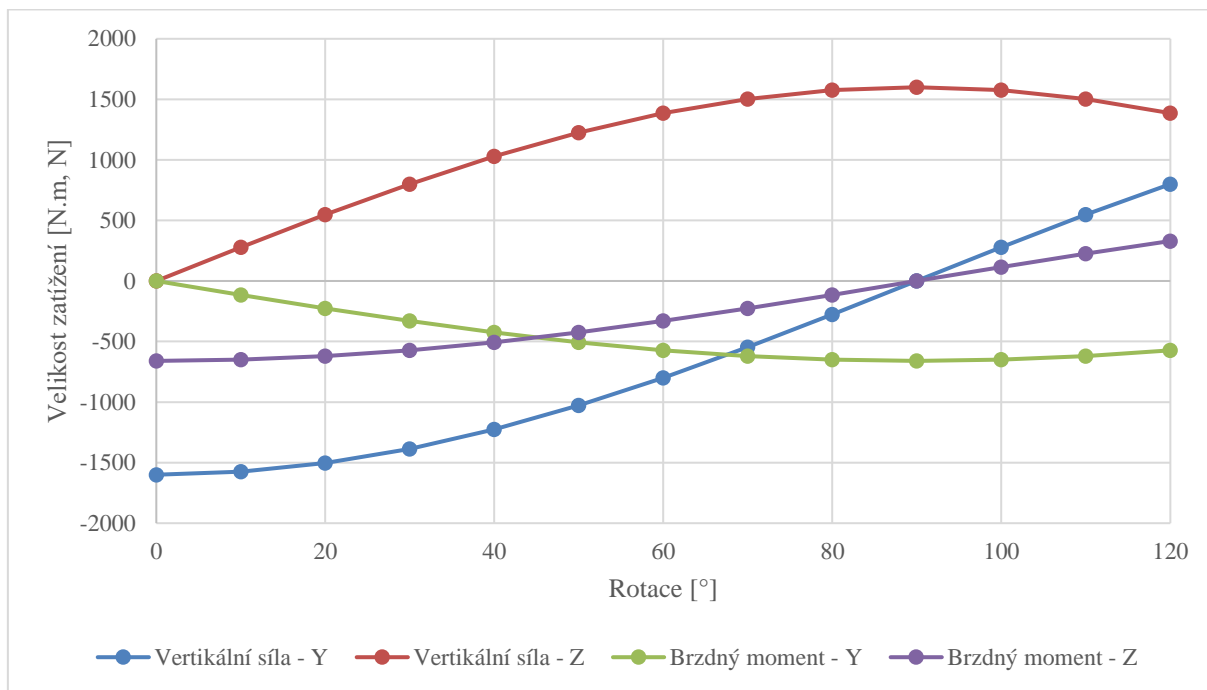
Stejným přístupem se postupovalo i při analýze přední nápravy.

$$F_{brake_front} = 2500 \text{ N} \quad (27)$$

$$M_{brake_front} = 660 \text{ N.m} \quad (28)$$

$$F_{vertical_front} = 1600 \text{ N} \quad (29)$$

Tyto síly odpovídají maximálnímu zpomalení -2,1G.



Graf 4 Průběh zatížení při stavu prudké brzdění

4.4 AKCELERACE

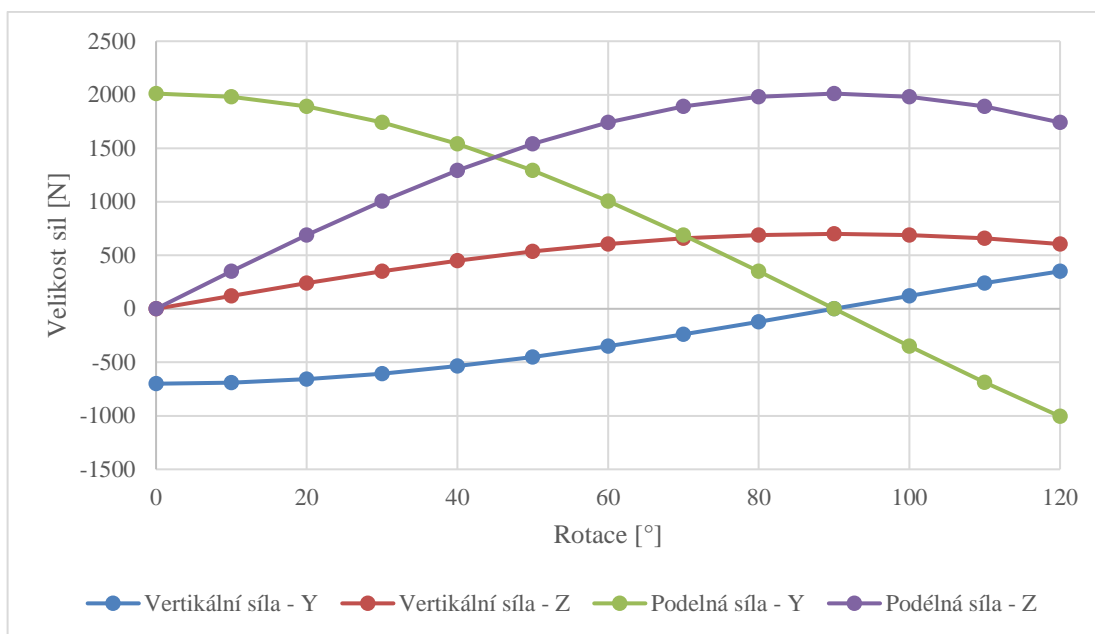
Při výpočtu zatížení na přední nápravě se postupovalo stejně jako u výpočtu brzdňých sil.

$$F_{drive} = 2011 \text{ N} \quad (30)$$

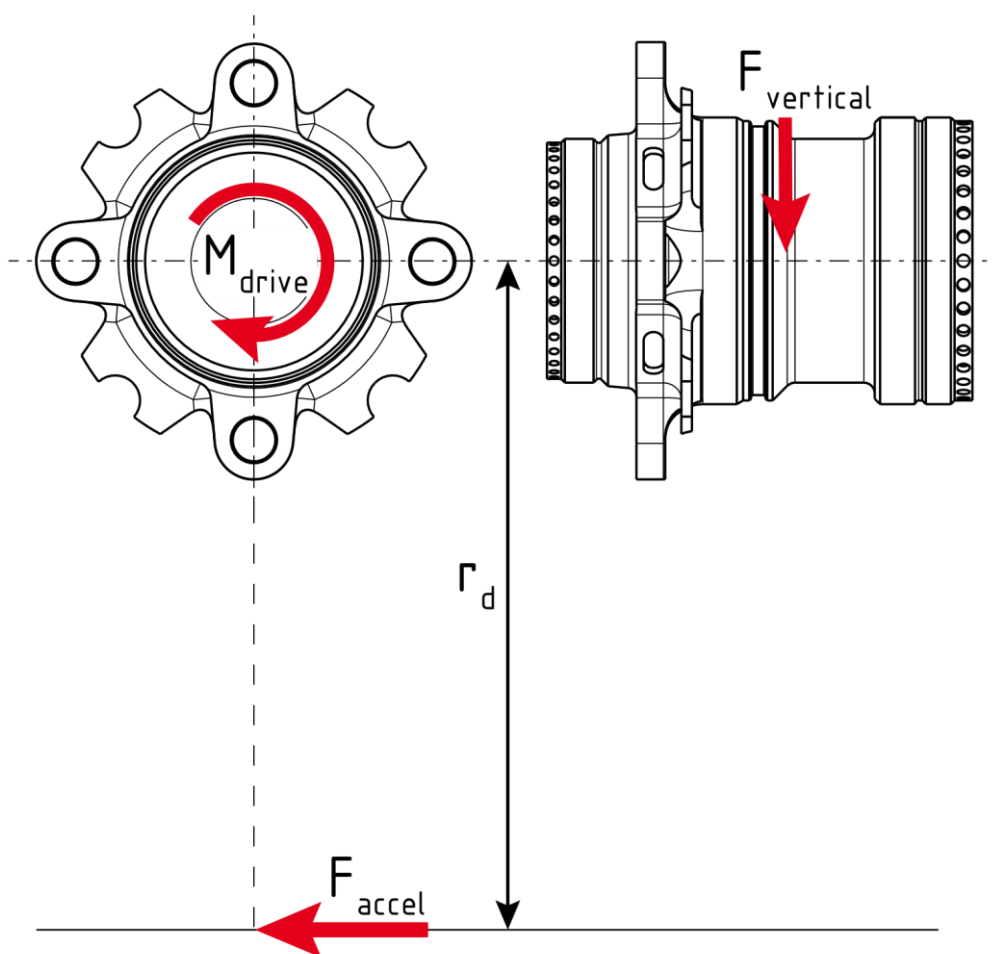
$$M_{drive} = 530 \text{ N.m} \quad (31)$$

$$F_{vertical_acceleration} = 1050 \text{ N} \quad (32)$$

Výsledné síly odpovídají maximálnímu podélnému zrychlení 1,6G.



Graf 5 Průběh zatížení při stavu akcelerace



Obrázek 30 Zjednodušený náčrt rozložení sil působících na zadní náboj při akceleraci

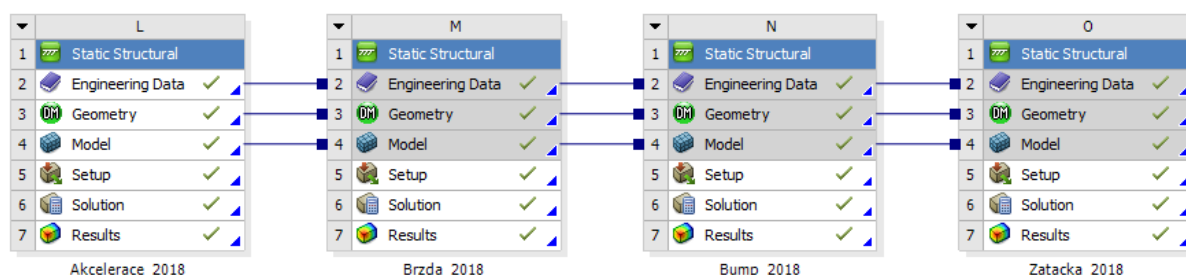
5 NASTAVENÍ ANALÝZY

Jak už bylo avizováno, veškeré simulace byly prováděny v programu ANSYS Workbench. Tento program byl zvolen zejména kvůli dostupnosti, množství různých výukových materiálů a v poslední řadě také možnost konzultace s distributorem tohoto softwaru SVS FEM.

V následující podkapitolách jsou uvedeny modely, které byly použity pro analýzu nábojů.

5.1 NASTAVENÍ ANALÝZY ZADNÍHO NÁBOJE

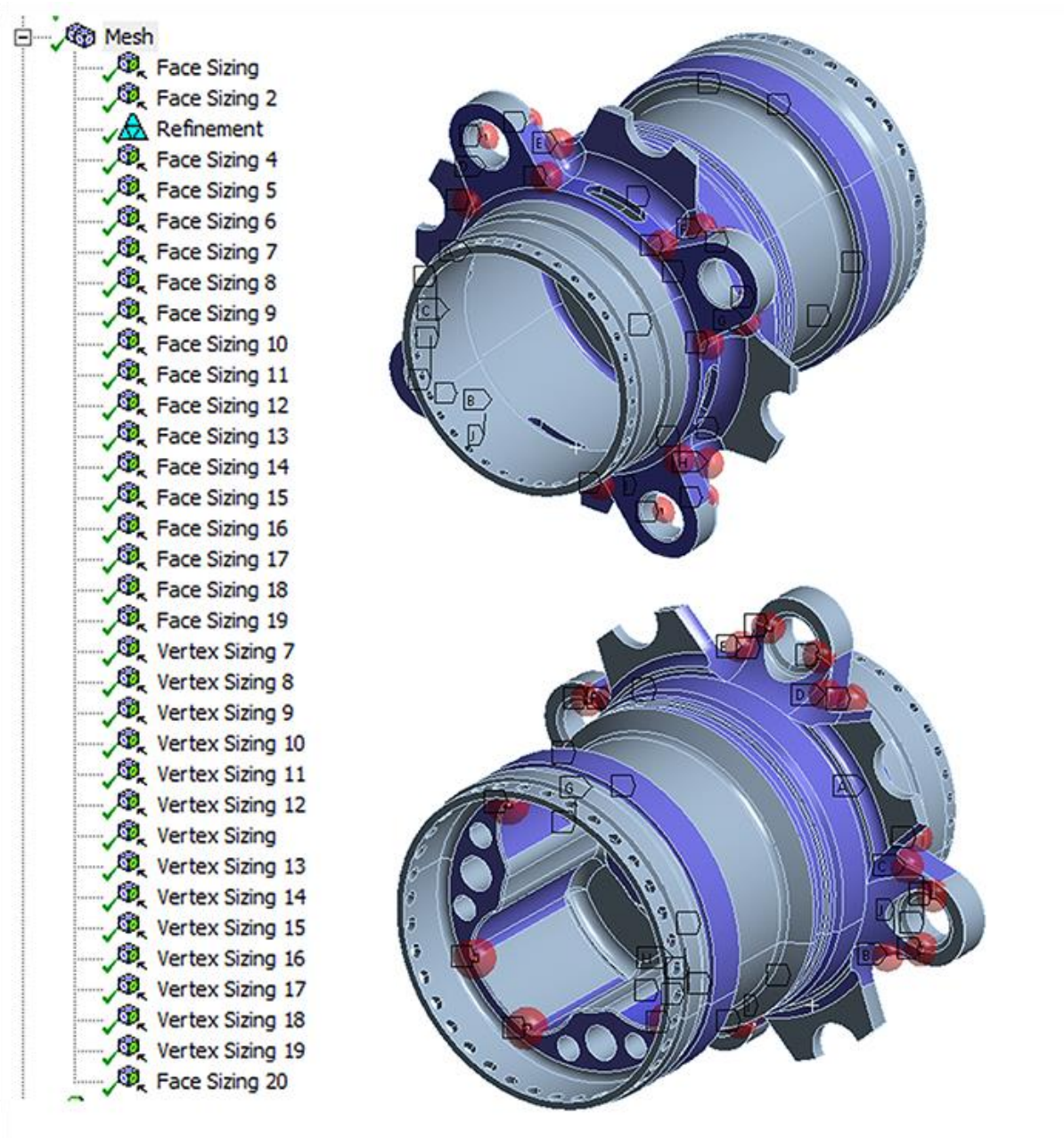
Jak už bylo zmíněno v předchozích kapitolách, zadní náboj byl analyzován celkově 4 jízdní stavy. Průjezd zatáčkou, přejezd nerovnosti, prudké brzdění a akcelerace.



Obrázek 31 Schéma analýzy pro zadní náboj v ANSYS Workbench

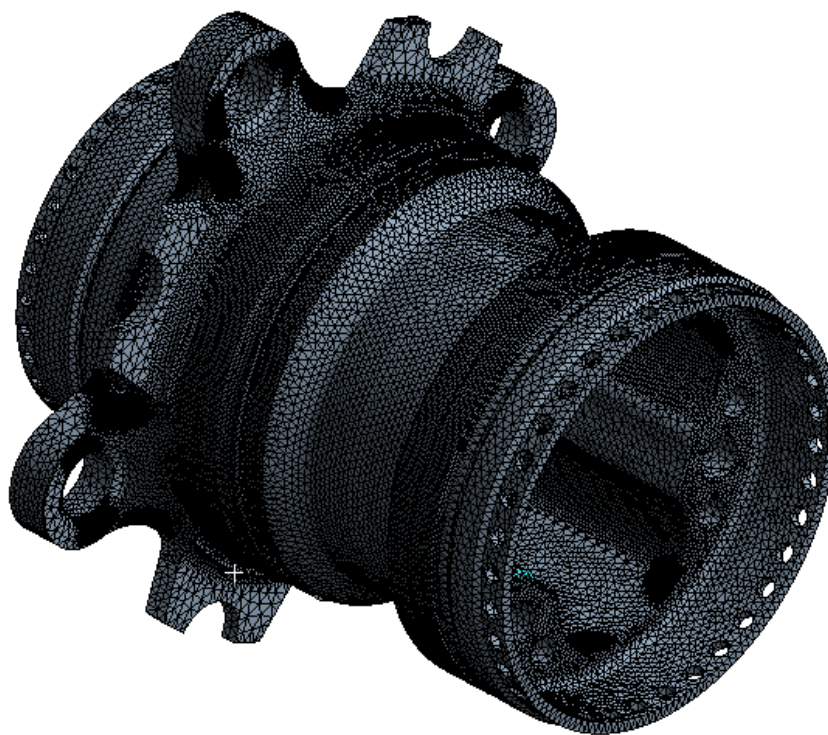
5.1.1 TVORBA SÍTĚ

Náboje na monopost Dragon 8 mají poměrně složitý tvar, proto byla potřeba vytvořit dostatečně jemnou síť, a to zejména v oblastech, které tvoří koncentrátoři napětí. Mezi tyto oblasti patří hlavně přechodové rádiusy a ostré hrany. Pro tyto oblasti byla ještě více lokálně zjemněna síť, aby v těchto oblastech nedocházelo k nepřesnostem při výpočtu.



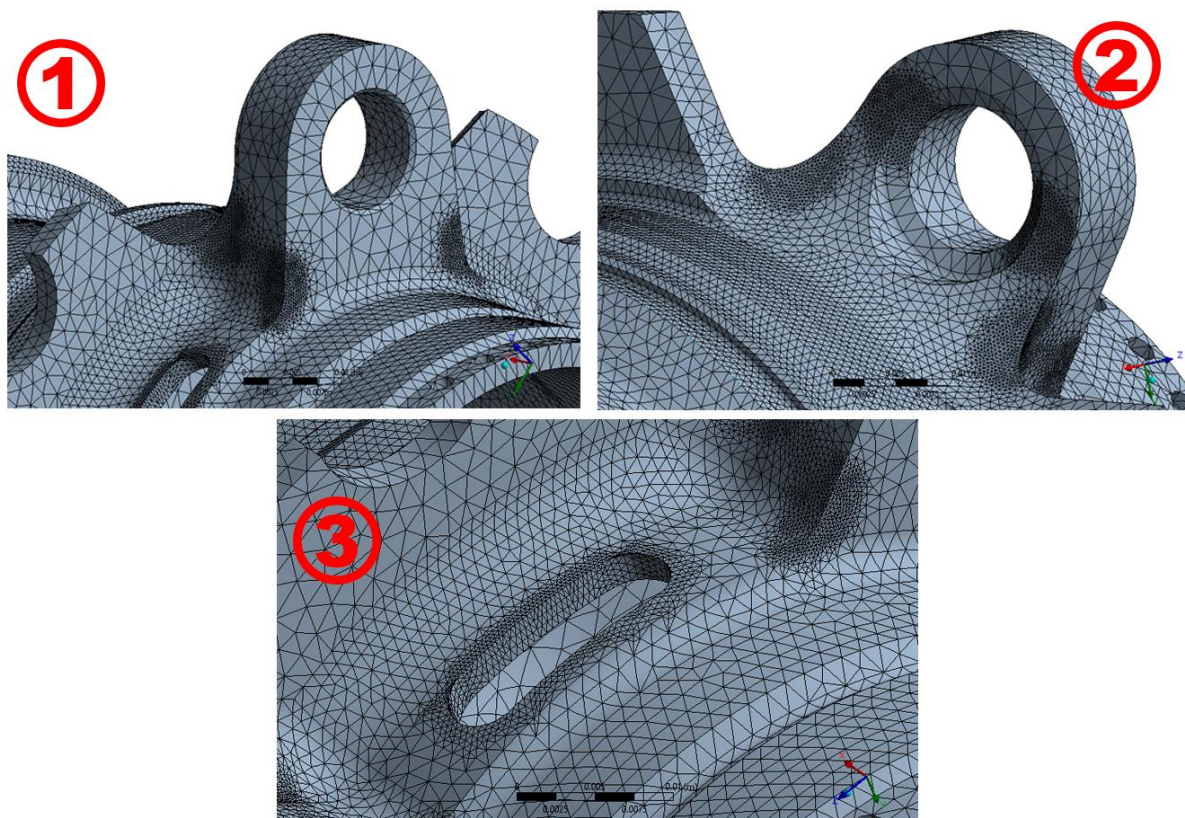
Obrázek 32 Znáznornění úpravy sítě na zadním náboji

Na obrázku 33 lze vidět množství celkových modifikátorů pro tvorbu sítě, které zaručí přesnou síť. Červené koule vyznačují tzv. „Sphere radius“, což jsou oblasti, ve kterých je možné lokálně definovat velikost elementu. Tato metoda byla použita téměř na všech místech, která se mohla jevit jako kritická. Další použitou metodou modifikace sítě bylo použití modifikátoru „Face Sizing“, ve kterém je možné si definovat jednotlivé plochy (na obrázku 33 zobrazené modře) a pro ně navolit vhodnou velikost elementu.



Obrázek 33 Výsledná síť pro zadní náboj

Na obrázku 34 je vyobrazena výsledná síť pro zadní náboj.



Obrázek 34 Detaily zjemnění sítě v kritických místech

Na obrázku 35 lze vidět pár vybraných kritických míst. 1. pozice zobrazuje přírubu, do které přijde kolík, který ve výsledku bude přenášet krouticí moment z náboje na kolo vozu. Lze také předpokládat, že se při zatáčení bude právě v této oblasti vlivem ohybového momentu vytvářet koncentrátor napětí. Pozice 2 zobrazuje přírubu z druhé strany. Vzhledem k poměrně vysokým deformacím v této oblasti, bylo potřeba veškeré ostré hrany opatřit velkým množstvím elementů. Lze také vidět obloukový přechod mezi přírubou náboje a vybráním pro brzdové čepy. Jedná se o velmi ostrou hranu a lze tedy předpokládat že bude tvořit koncentrátor napětí a tím pádem je zde vloženo více elementů. Pozice 3 ukazuje vybrání pro odlehčení, které má poměrně ostré hrany a vyskytuje se v oblasti největšího zatížení.

Výsledná síť má pro zadní náboj 561 143 nodů a 335 221 elementů.

Při definování modelu pro MKP je potřeba vytvořit okrajové podmínky, které co nejpřesněji reprezentují reálný stav zatížení.

5.1.2 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK - PRŮJEZD ZATÁČKOU

Na následujících obrázcích jsou vyobrazeny okrajové podmínky pro zadní náboj při průjezdu zatáčkou.

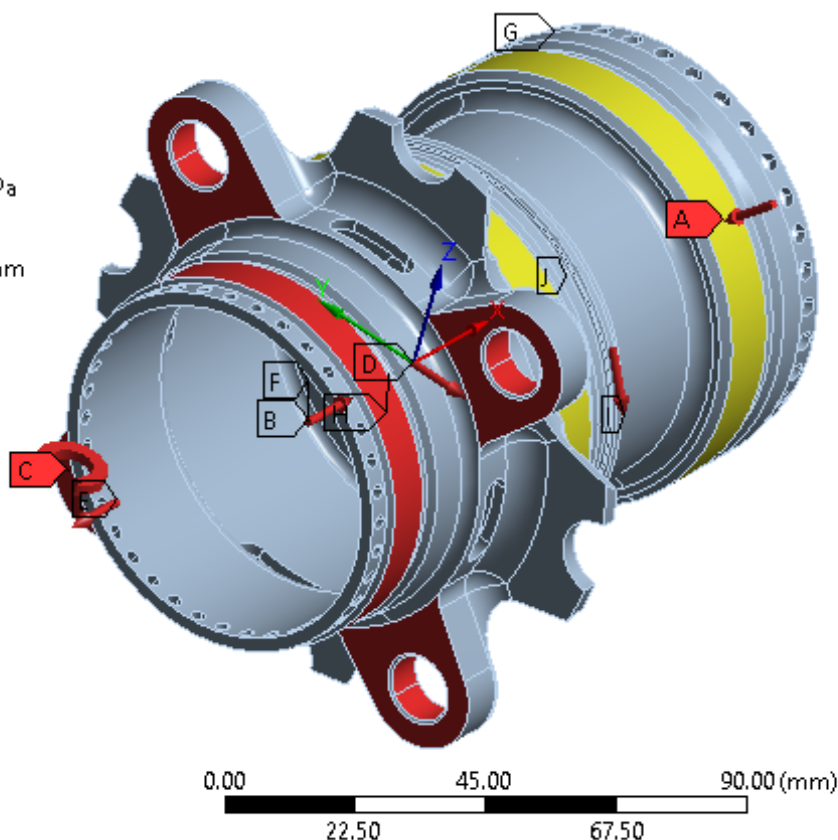
O: Zatacka_2018

Remote Displacement 2

Time: 8.e-002 s

20/05/2018 23:21

- A** Nalisované ložiska: 16,6 MPa
- B** Axiální síla: 3500. N
- C** Moment_o: 9,24e+005 N·mm
- D** Vertikální síla: 1600. N
- E** Osová síle v závitu: 2943. N
- F** Síla od závitu: 2943. N
- G** Displacement
- H** Remote Displacement
- I** Vložka náboje: 8. MPa
- J** Remote Displacement 2



Obrázek 35 1. Pohled – Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav průjezdu zatáčkou

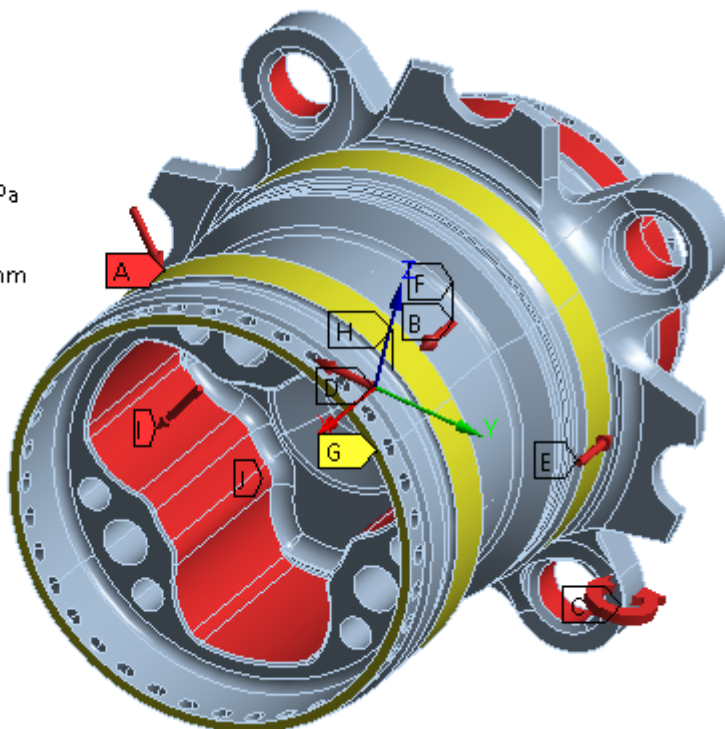
O: Zatacka_2018

Remote Displacement 2

Time: 8.e-002 s

20/05/2018 23:21

- A** Nalisované ložiska: 16,6 MPa
- B** Axiální síla: 3500. N
- C** Moment_o: 9,24e+005 N·mm
- D** Vertikální síla: 1600. N
- E** Osová síle v závitu: 2943. N
- F** Síla od závitu: 2943. N
- G** Displacement
- H** Remote Displacement
- I** Vložka náboje: 8. MPa
- J** Remote Displacement 2



Obrázek 36 2. Pohled – Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav průjezdu zatáčkou

Velikosti boční axiální síly, ohybového momentu a vertikální síly byly probrány v kapitole 4.1. Tyto síly jsou zrealizovány pomocí funkce „Remote force“, kde axiální síla působí na dosedací plochu kola s nábojem a vertikální síla působí ve středu kola na díry unášecích kolíků. Moment je aplikovaný na stejnou dosedací plochu jako u axiální síly.

Pro zachycení radiálního pohybu a pohybu v ose Y a Z, byla využita vazba „Remote Displacement“ na plochách, kde se vyskytují nalisovaná ložiska. Tato vazba umožňuje odebrat celých 6 stupňů volnosti a byla použita namísto vazby „Compression only support“, která vytváří nelineární kontakt a způsobovala velký problém s konvergencí úlohy. Tato změna byla provedena po konzultaci se školitelem firmy SVS FEM. Na oblast dosedacích ploch ložisek byl ještě aplikován tlak o velikost 16,6 MPa, který vzniká nalisováním ložisek.

Dále pro simulaci byl do oblasti styku ocelové vložky náboje pro tripod a náboje aplikován tlak o velikosti 8 MPa.

Síly, které jsou vytvořeny utažením centrální matice odpovídá utahovacímu momentu 200 N.m a velikosti sil v závitu a od závitu jsou 2943 N. Tyto síly byly zrealizovány pomocí funkce „Force“ na plochy závitu a dosedací plochy kola v opačném směru.

Kvůli existenci axiální síly, byla potřeba ještě zamezit posuvu náboje v axiálním směru. To bylo zrealizováno pomocí vazby „Displacement“, ve které je možné omezit posuvu v jednotlivých osách. V tomto případě šlo o omezení posuvu v ose X a vazby je aplikovaná na nejzadnější plochu náboje.

5.1.3 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK - AKCELERACE

V mnoha ohledech jsou vazby pro akceleraci podobné vazbám pro stav zatáčení.

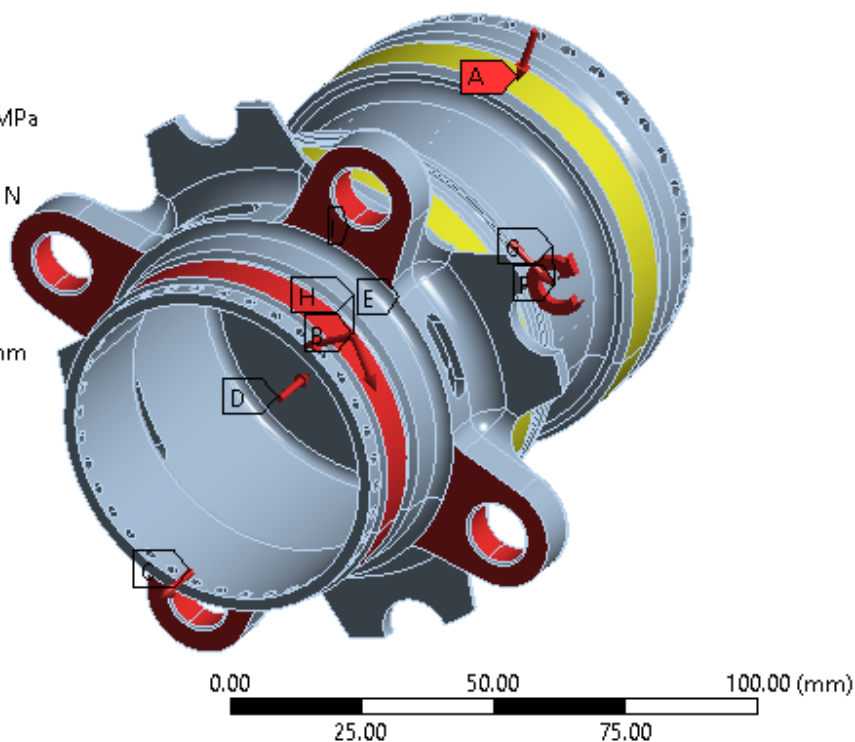
L: Akcelerace_2018

Akcelerace

Time: 1. s

20/05/2018 23:33

- A** Nalisované ložiska: 16.6 MPa
- B** Vertikální síla: 1050. N
- C** Osová síle v závitu: 2943. N
- D** Síla od závitu: 2943. N
- E** Remote Displacement
- F** Vložka náboje: 8. MPa
- G** Hnací moment: 530. N·mm
- H** Hnací Síla: 2011. N
- I** Displacement 2



Obrázek 37 1. Pohled – Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav akcelerace

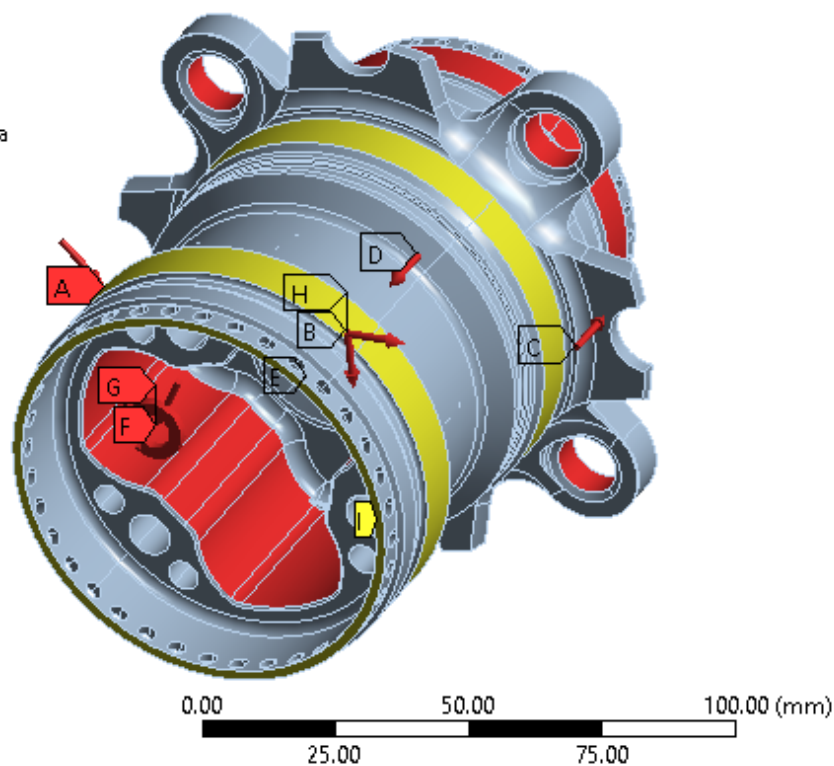
L: Akcelerace_2018

Akcelerace

Time: 1. s

20/05/2018 23:33

- A** Nalisované ložiska: 16.6 MPa
- B** Vertikální síla: 1050. N
- C** Osová síle v závitu: 2943. N
- D** Síla od závitu: 2943. N
- E** Remote Displacement
- F** Vložka náboje: 8. MPa
- G** Hnací moment: 530. N·mm
- H** Hnací Síla: 2011. N
- I** Displacement 2



Obrázek 38 2. Pohled – Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav akcelerace

Zde je podélná hnací síle je zrealizována jako „Remote force“, která působí ve bodu středu kola na díry pro unášecí kolíky.

Krouticí moment, který přenáší poloosa od diferenciálu je reprezentován funkcí „Moment“ a je aplikován na všechny plochy, kde působí kámen tripodu.

Ostatní okrajové podmínky zůstávají nezměněné s výjimkou vertikální síly, která má menší velikost. Kapitola 4.4 pojednává o velikosti těchto sil.

5.1.4 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK - PŘEJEZD NEROVNOSTI

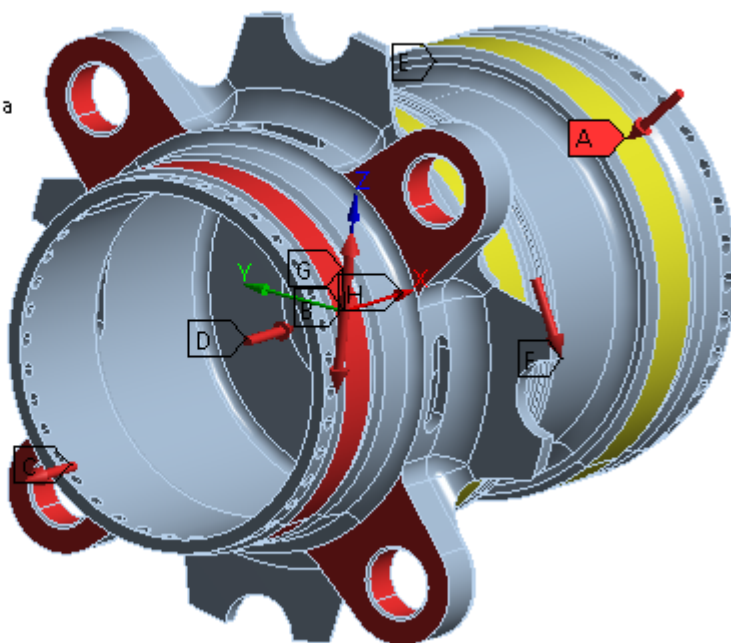
N: Bump_2018

Remote Displacement

Time: 1. s

20/05/2018 23:23

- A** Nalisované ložiska: 16.6 MPa
- B** Vertikální síla: 2000. N
- C** Osová síle v závitu: 2943. N
- D** Síla od závitu: 2943. N
- E** Displacement
- F** Vložka náboje: 8. MPa
- G** Bump force: 8000. N
- H** Remote Displacement



Obrázek 39 1. Pohled – Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav přejezdu nerovnosti

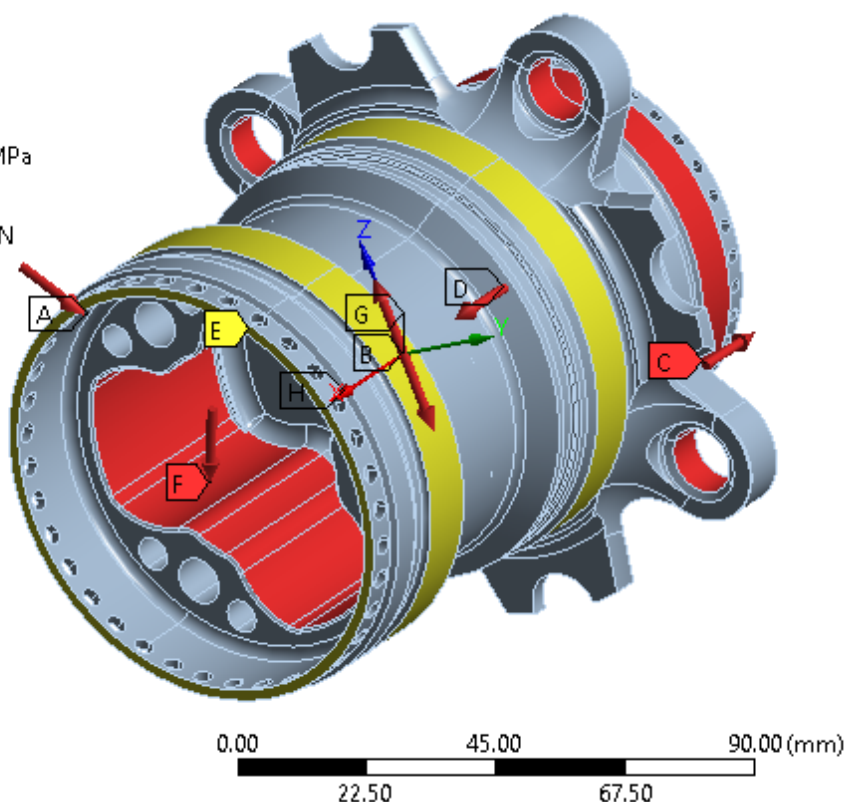
N: Bump_2018

Remote Displacement

Time: 1. s

20/05/2018 23:23

- A** Nalisované ložiska: 16.6 MPa
- B** Vertikální síla: 2000. N
- C** Osová síle v závitu: 2943. N
- D** Síla od závitu: 2943. N
- E** Displacement
- F** Vložka náboje: 8. MPa
- G** Bump force: 8000. N
- H** Remote Displacement



Obrázek 40 2. Pohled – Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav akcelerace

Při tomto stavu dochází pouze k tvorbě síly vertikální síly vlivem přejezdu nerovnosti. Velikost této síly byla objasněna v kapitole 4.2 a v modelu je reprezentována stejně jako vertikální síla u předchozích stavů, pouze má jiný směr a jinou hodnotu.

5.1.5 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK – PRUDKÉ BRZDĚNÍ

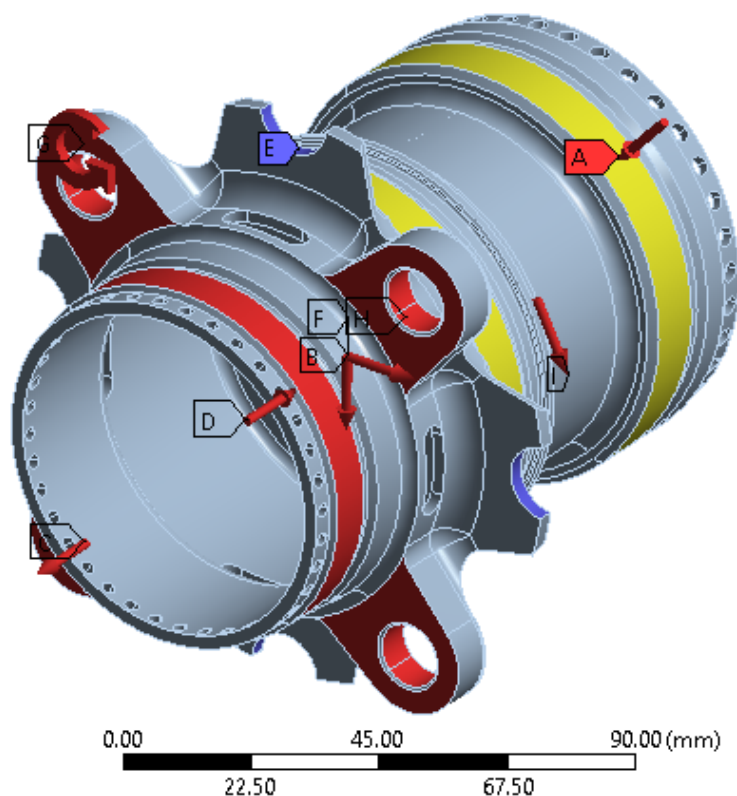
M: Brzda_2018

Brzda

Time: 1. s

20/05/2018 23:28

- A** Nalisované ložiska: 16.6 MPa
- B** Vertikální síla: 700. N
- C** Osová síle v závitu: 2943. N
- D** Síla od závitu: 2943. N
- E** Fixed Support
- F** Brzdna_sila: 770. N
- G** Brzdny_moment: 2.03e+005 N-mm
- H** Remote Displacement
- I** Vložka naboje: 8. MPa



Obrázek 41 1. Pohled – Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav prudkého brzdění

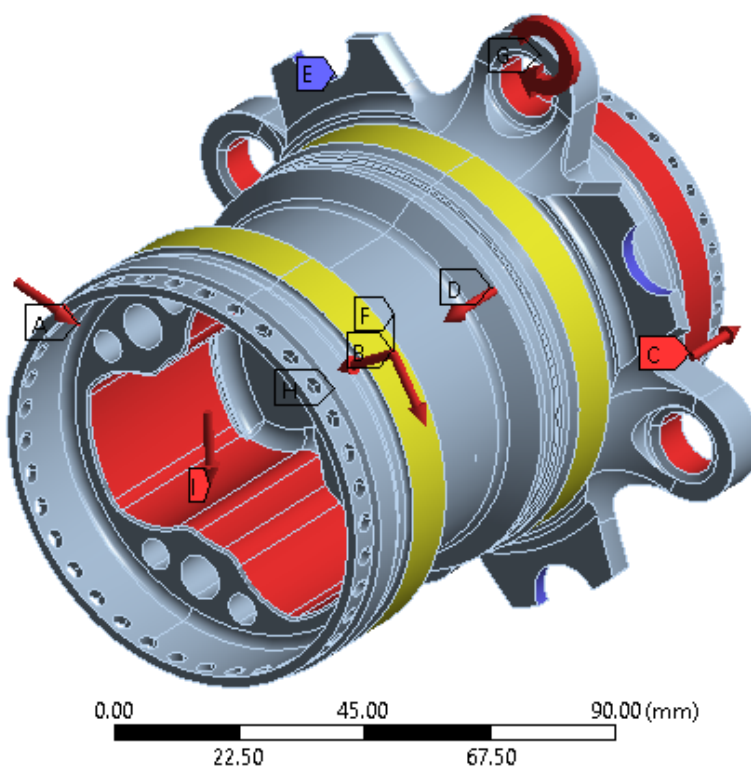
M: Brzda_2018

Brzda

Time: 1. s

20/05/2018 23:28

- A** Nalisované ložiska: 16.6 MPa
- B** Vertikální síla: 700. N
- C** Osová síle v závitu: 2943. N
- D** Síla od závitu: 2943. N
- E** Fixed Support
- F** Brzdna_sila: 770. N
- G** Brzdny_moment: 2.03e+005 N-mm
- H** Remote Displacement
- I** Vložka naboje: 8. MPa



Obrázek 42 2. Pohled – Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav prudkého brzdění

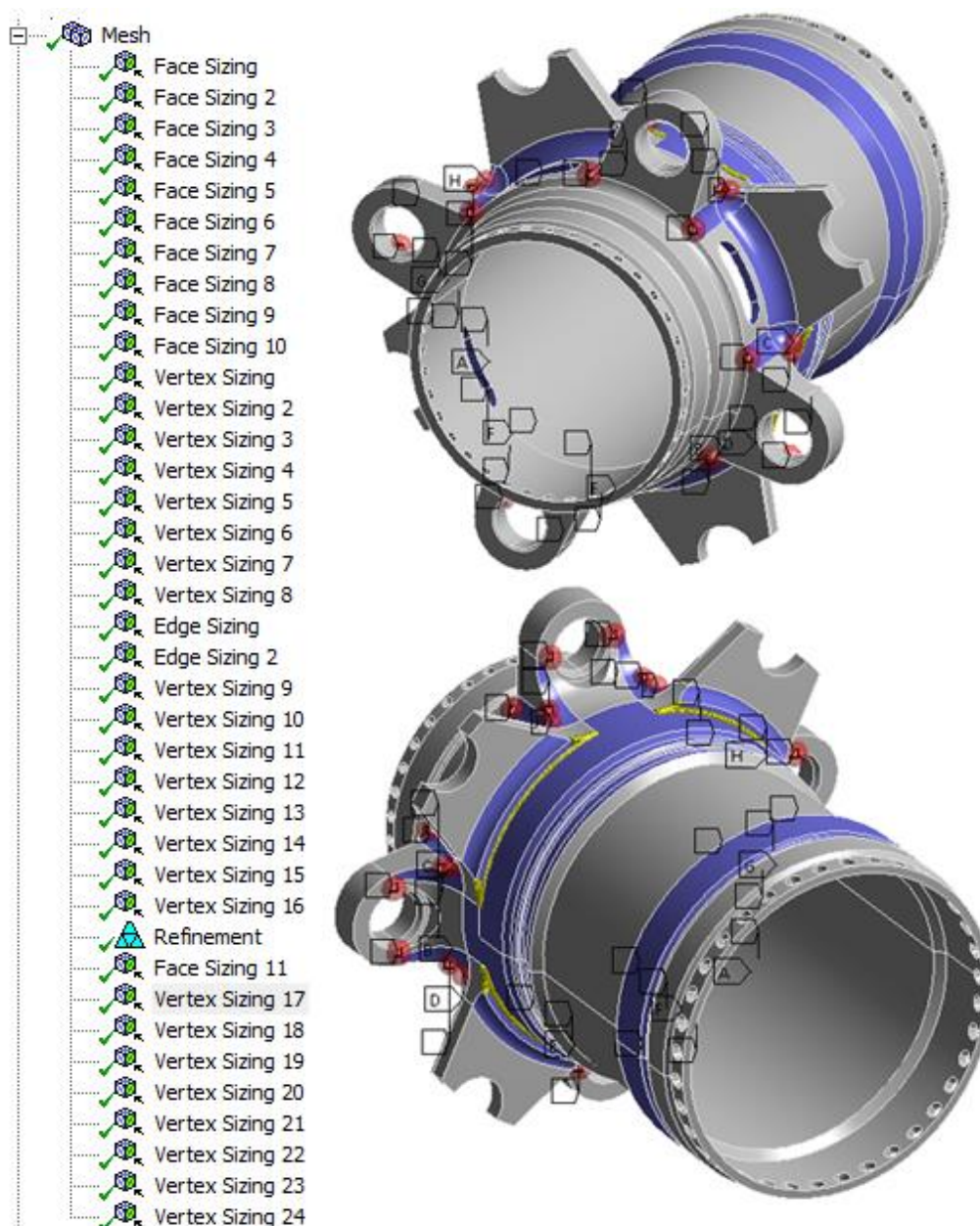
Při tomto stavu je využita vazba „Fixed support“, která odebírá veškeré stupně volnosti. Je aplikovaná na plochy, kde se vyskytují brzdové čepy pro uchycení brzdového kotouče.

Brzdná síla je opět vytvořena funkcí „Remote force“ s působišťem uprostřed kola na díry pro unášecí kolíky. Podobně je definovaný brzdny moment, který je definován na plochách, které přicházejí do styku s unášecím kolíkem. Velikost brzdny síly a momentu je uvedena v kapitole 4.3.

5.2 NASTAVENÍ ANALÝZY PŘEDNÍHO NÁBOJE

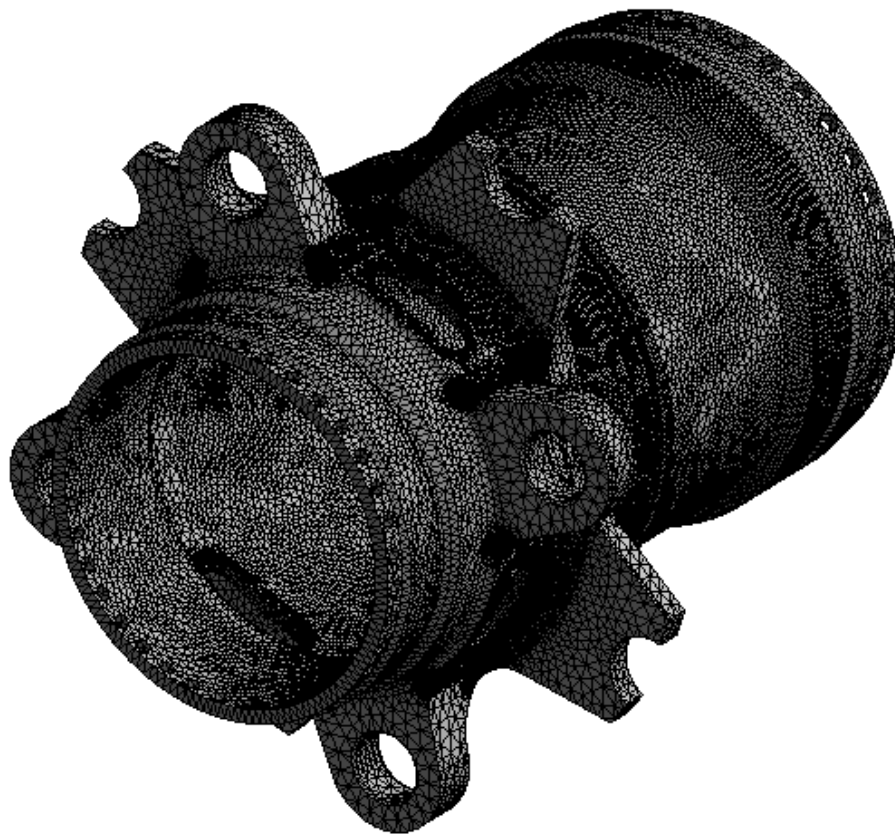
5.2.1 TVORBA SÍTĚ

Síť pro přední náboj je téměř totožná se sítí na zadním náboji.

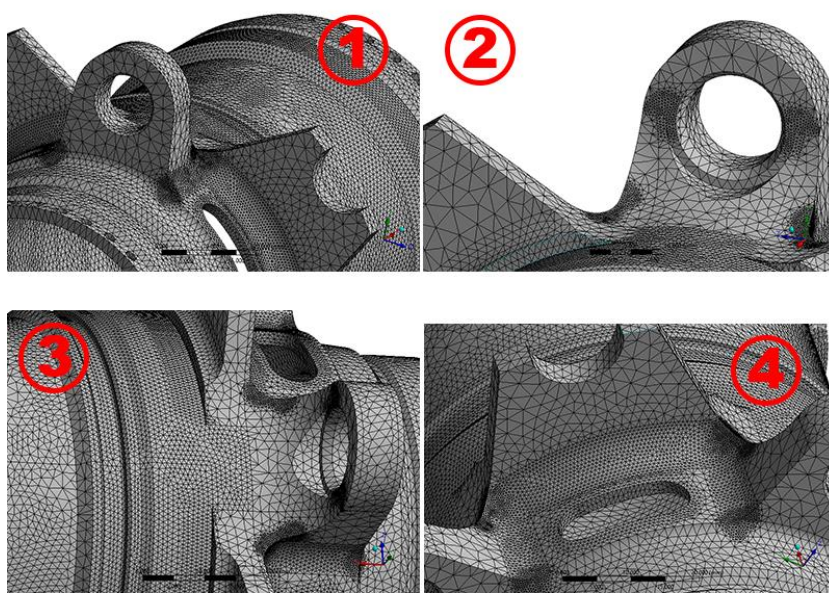


Obrázek 43 Znáznornění úpravy sítě na předním náboji

Na obrázku 44 lze vidět, že byly použity prvky pro úpravu sítě, které jsou téměř identické se zadním nábojem. Výjimku tvoří tzv. „Edge sizing“, který lze vidět na obrázku 44 jako žluté čáry následující vybrané hrany. Tento prvek umožňuje lokálně měnit velikost sítě podél vybrané hrany.



Obrázek 44 Výsledná síť pro přední náboj



Obrázek 45 Detaily sítě na předním náboji

Obrázek 44 vyobrazuje celkovou síť a obrázek 45 dále vyobrazuje detaily kritických míst, které vyžadovaly větší počet elementů.

Výsledná síť má pro přední náboj 512 270 nodů a 260 418 elementů.

5.2.2 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK PRO JÍZDNÍ STAVY

Okrajové podmínky pro přední náboj je v podstatě identický se zadním nábojem. Rozdíly tvoří absence stavu akceleraace, tlaku vložky v náboji a v některých stavech rozdílné velikosti sil.

V této podkapitole není nastavení okrajových podmínek pro přední náboj dále rozvedeno, protože se jedná o stejný postup jako u zadního náboje. Jsou zde uvedeny obrázky 46 - 48 , které vyobrazují jednotlivé nastavení okrajových podmínek, které již dále nepotřebují komentář.

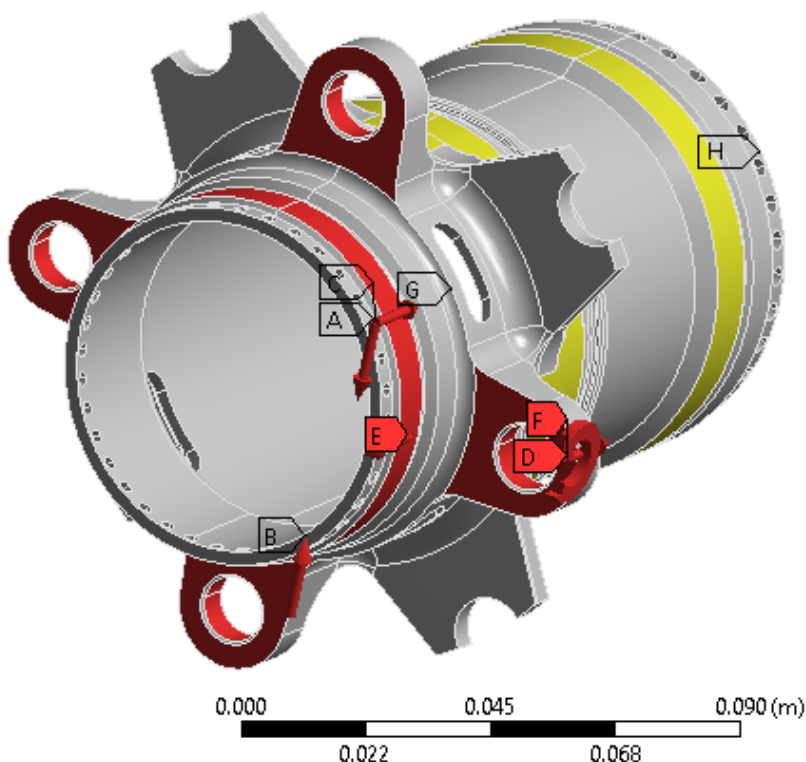
E: Zatačka

Static Structural

Time: 0.1 s

21/05/2018 00:51

- A** Vertikalni sila: 1600. N
- B** Loziska: 1.66e+007 Pa
- C** Axialni sila: 3500. N
- D** Moment: 924. N·m
- E** Force: 2943. N
- F** Force 2: 2943. N
- G** Remote Displacement
- H** Fixed Support



Obrázek 46 Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav průjezd zatáčkou

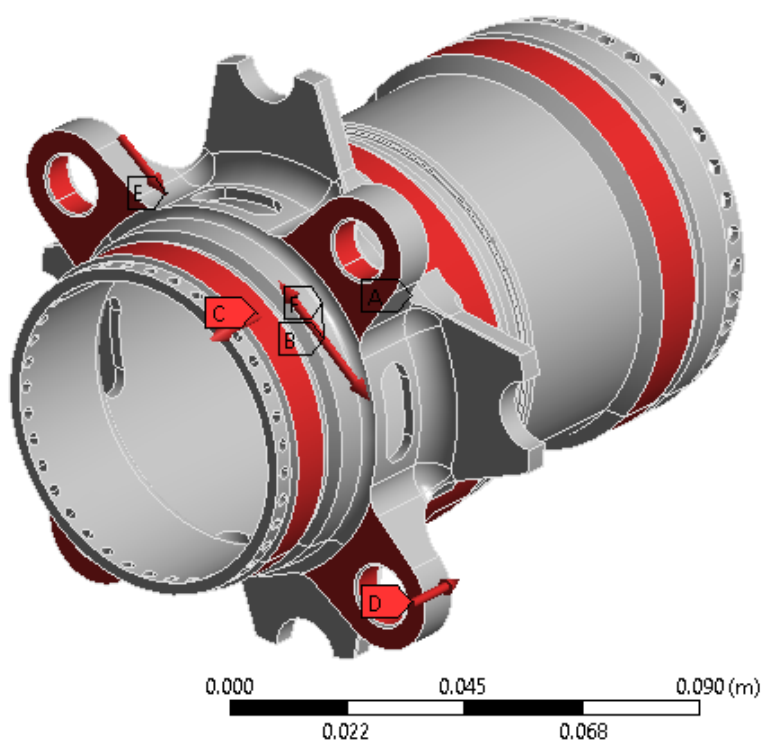
H: Bump

Static Structural 3

Time: 1. s

21/05/2018 00:54

- A** Remote Displacement
- B** Vertikalni sila: 1600. N
- C** Force: 2943. N
- D** Force 2: 2943. N
- E** Pressure: 16.6 Pa
- F** Bump force: 8000. N



Obrázek 47 Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav přejezdu nerovnosti

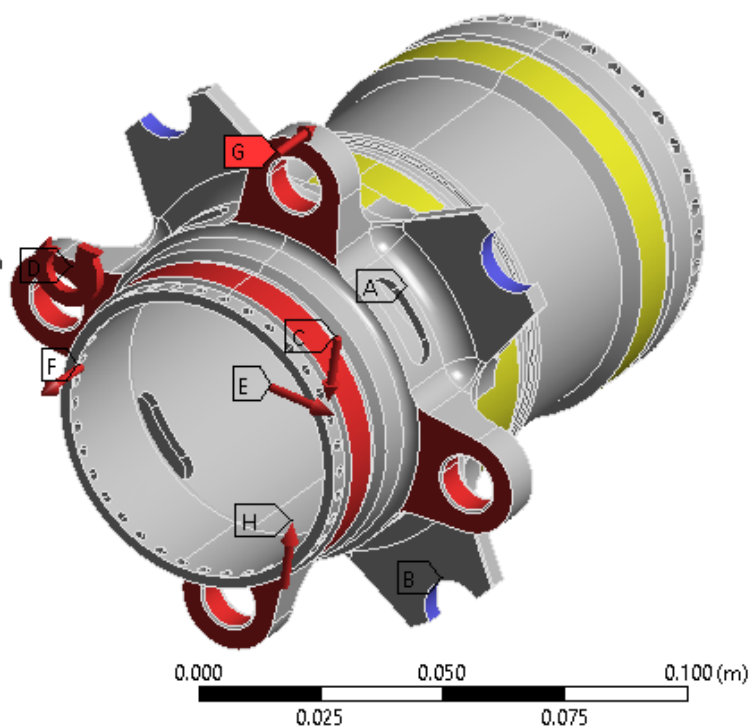
G: Brzda

Static Structural 2

Time: 1. s

21/05/2018 00:47

- A** Remote Displacement
- B** Fixed Support
- C** Vertikalni sila: 1600. N
- D** Brzdny moment: 660. N·m
- E** Brzdna sila: 2500. N
- F** Force: 2943. N
- G** Force 2: 2943. N
- H** Pressure: 16.6 Pa



Obrázek 48 Okrajové podmínky pro zadní náboj pro stav prudkého brzdění

6 VÝSLEDKY ANALÝZ

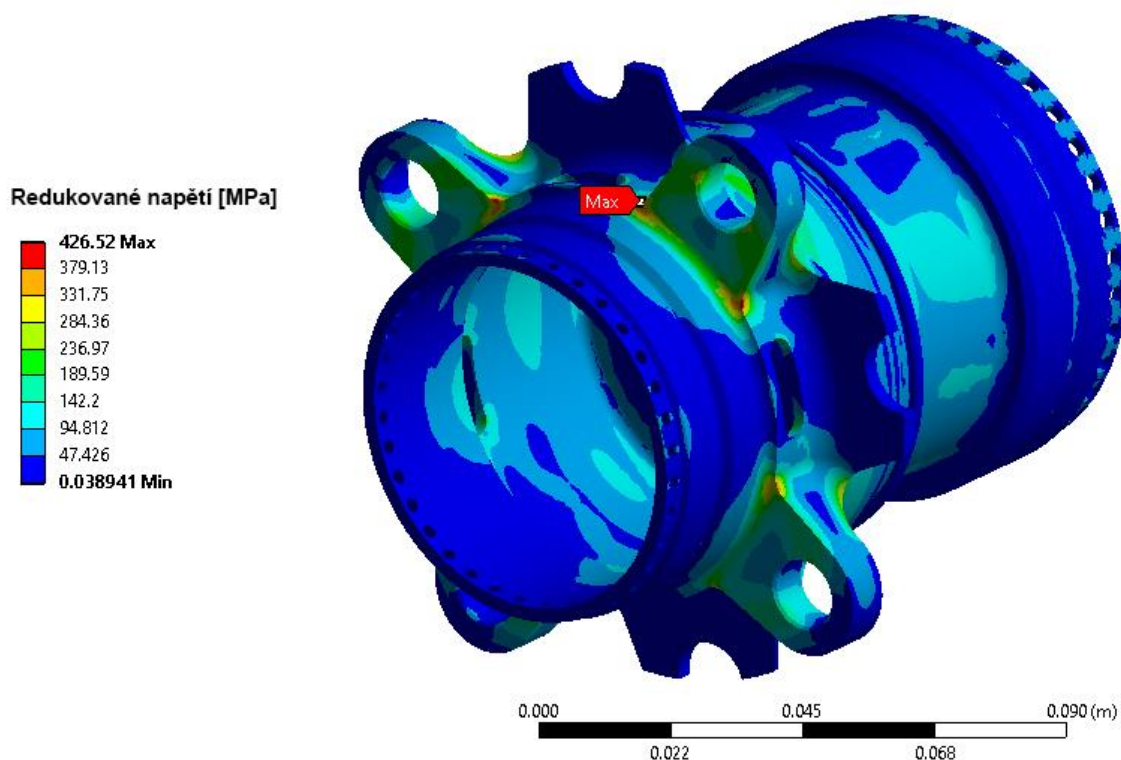
V této kapitole jsou uvedeny veškeré výsledky pro všechny analyzované jízdní stavy.

Na závěru podkapitol jsou výsledky pro redukované napětí a deformace hromadně zhodnoceny.

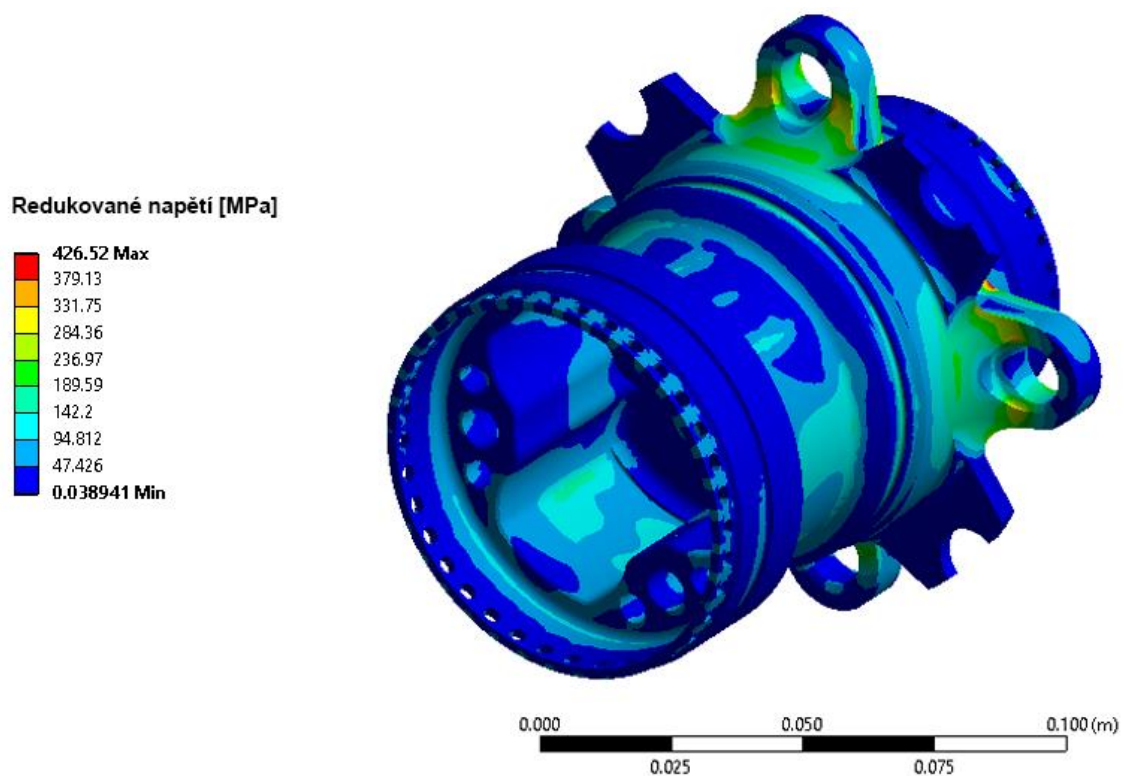
V případě nábojů by měla ještě proběhnout analýza únavové bezpečnosti, ovšem vzhledem k tomu že se jedná o evoluci konceptu z minulé sezóny, kde podobný náboj vydržel celou minulou sezónu není nutno tuto analýzu vykonávat. Je nutno také poznamenat, že se celková bezpečnost zvýšila a nelze tedy předpokládat, že by došlo k únavové poruše materiálu během životnosti vozu.

6.1 ZADNÍ NÁBOJ

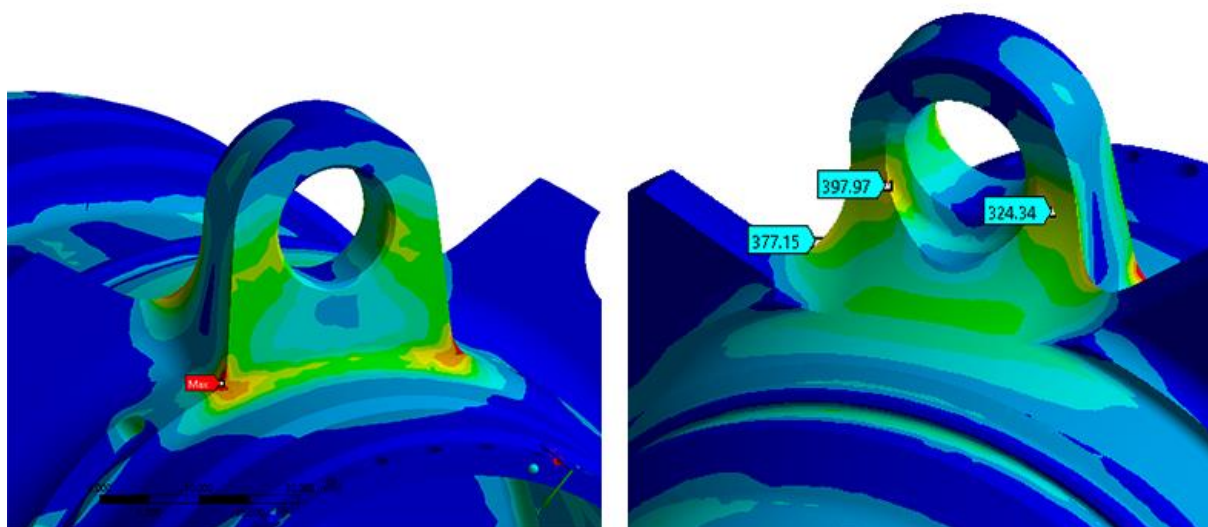
6.1.1 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ



Obrázek 49 Maximální redukované napětí na zadním náboji – průjezd zatáčkou



Obrázek 50 Maximální redukované napětí na zadním náboji – průjezd zatáčkou



Obrázek 51 Detaily kritických míst při průjezdu zatáčkou

L: Akcelerace_2018

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

23/05/2018 15:46

1.793665e2 Max

1.434996e2

1.194211e2

9.534259e1

7.126411e1

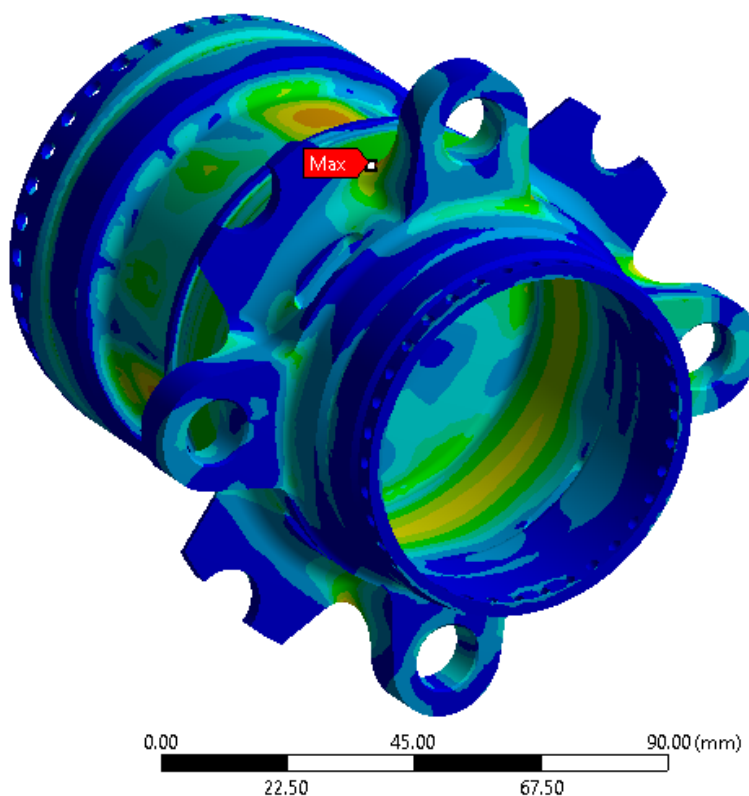
4.718563e1

3.539721e1

2.360879e1

1.182037e1

3.194398e-2 Min



Obrázek 52 Redukované napětí na zadním náboji – Akcelerace

M: Brzda_2018

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

23/05/2018 15:42

163.76 Max

146.37

128.09

109.8

91.517

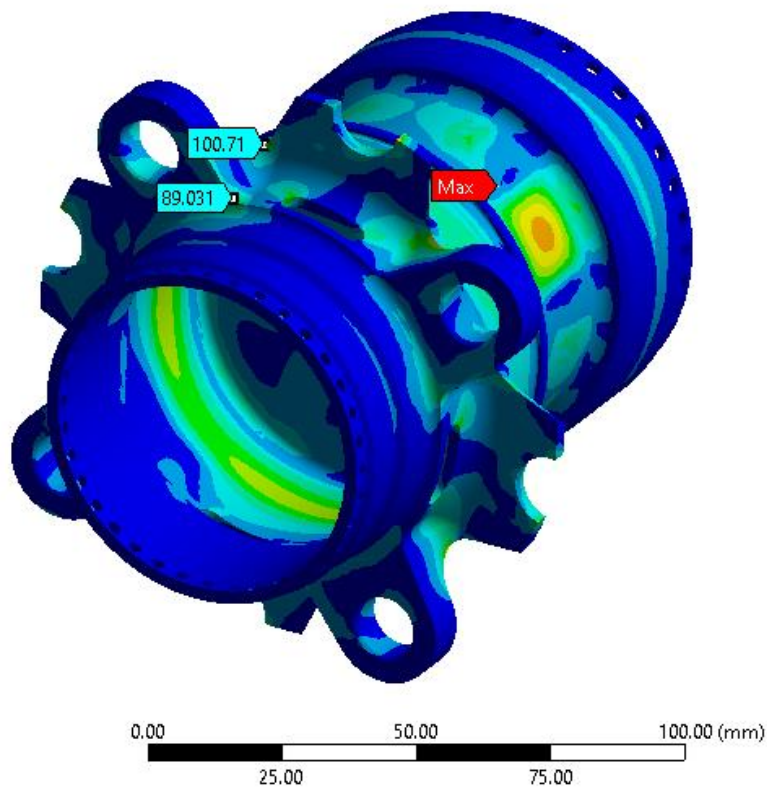
73.231

54.946

36.661

18.375

0.08997 Min



Obrázek 53 Redukované napětí na zadním náboji – prudké brzdění

M: Brzda_2018

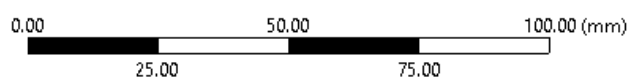
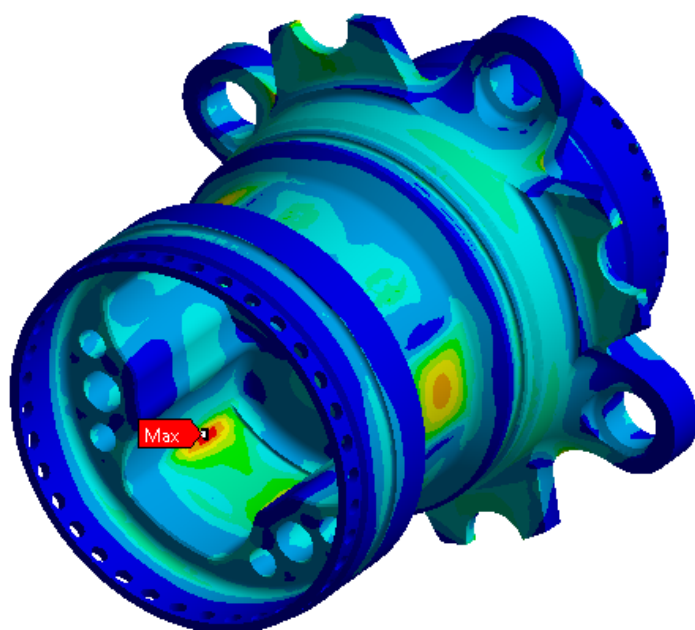
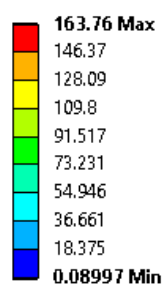
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

23/05/2018 15:42



Obrázek 54 Redukované napětí na zadním náboji – prudké brzdění

N: Bump_2018

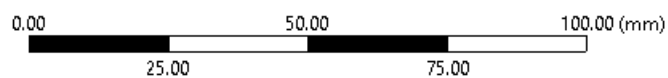
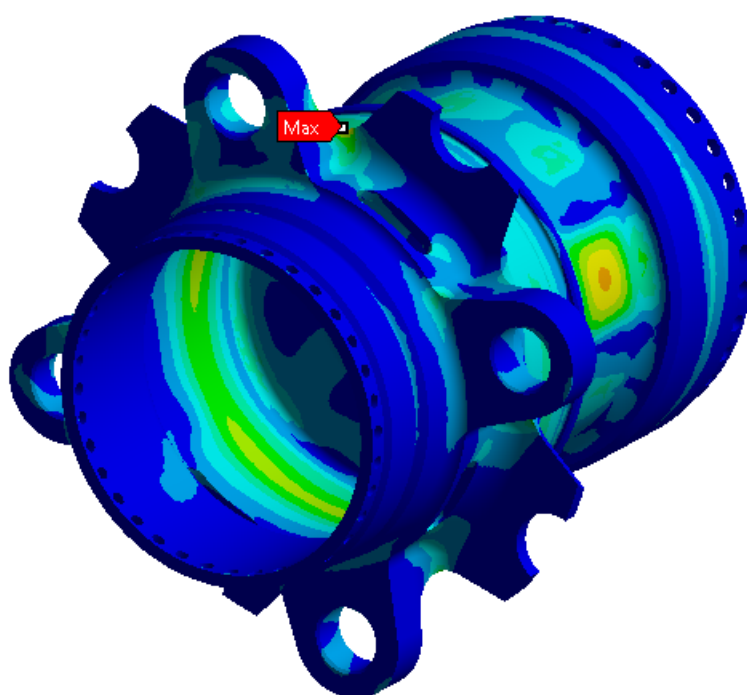
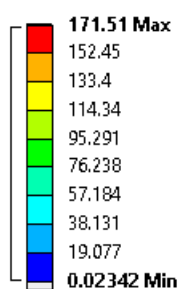
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

23/05/2018 15:37



Obrázek 55 Redukované napětí na zadním náboji – přejezd přes nerovnost

6.1.2 DEFORMACE

O: Zatačka_2018

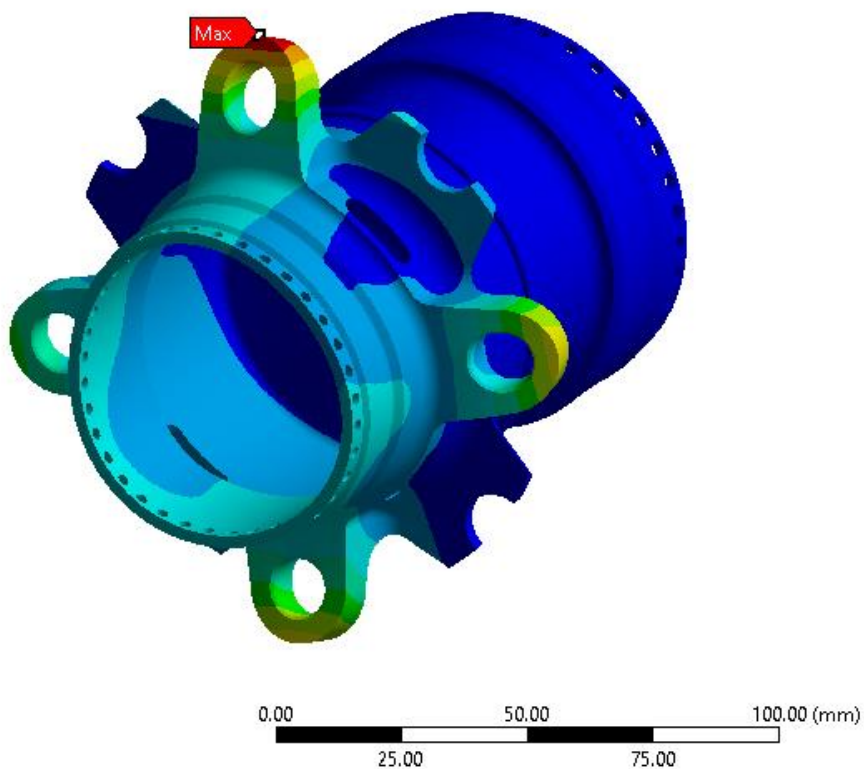
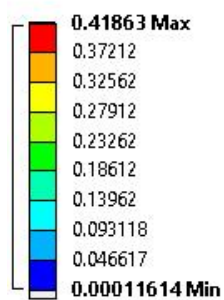
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 0.16

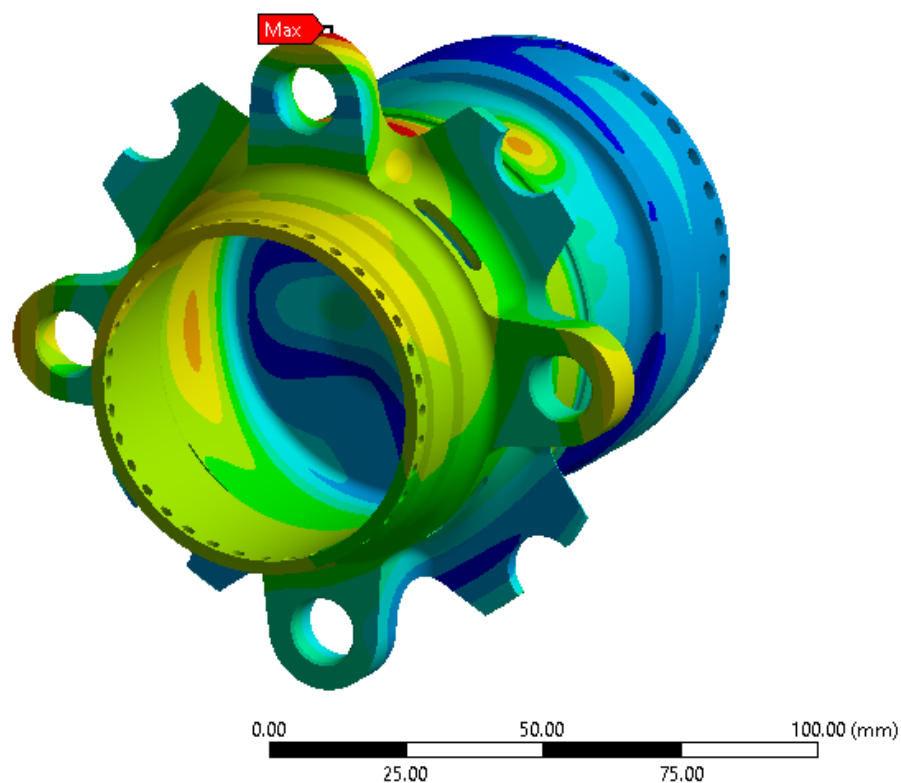
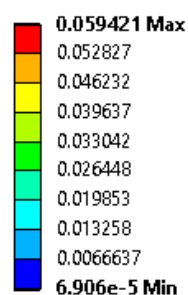
25/05/2018 02:31



Obrázek 56 Maximální deformace zadního náboje – průjezd zatáčkou

L: Akcelerační_2018

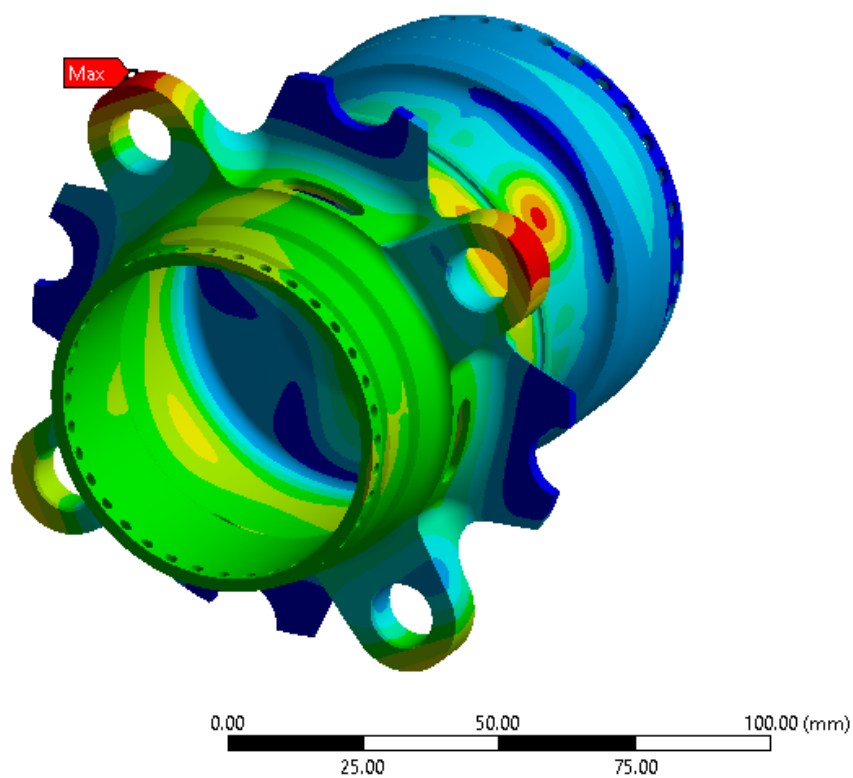
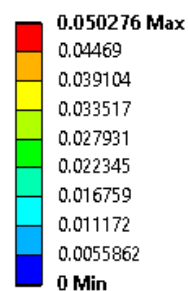
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
25/05/2018 01:40



Obrázek 57 Deformace zadního náboje – Akcelerace

M: Brzda_2018

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
25/05/2018 01:41



Obrázek 58 Deformace zadního náboje – prudké brzdění

N: Bump_2018

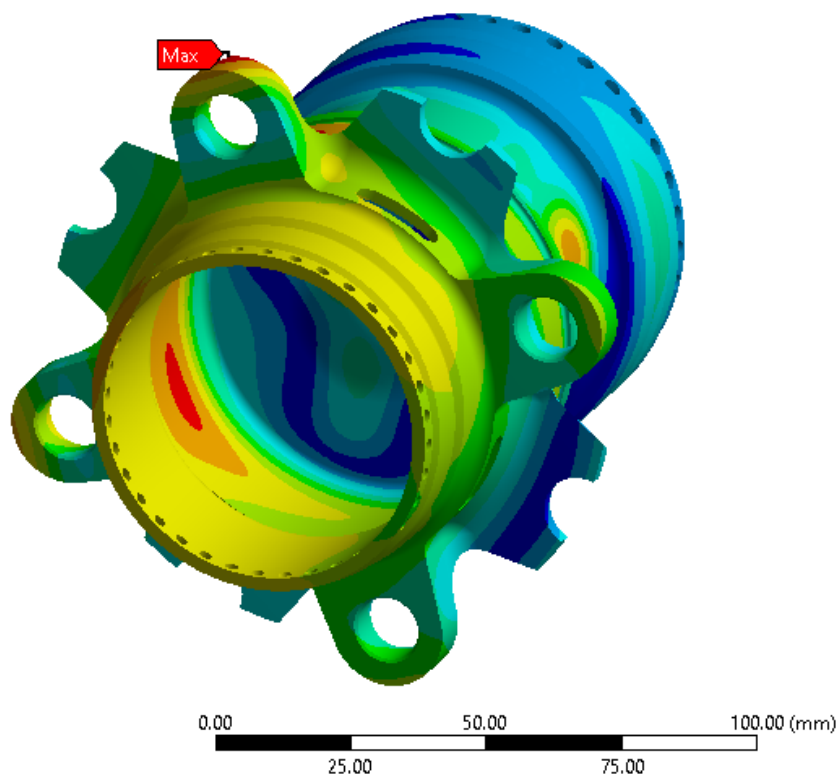
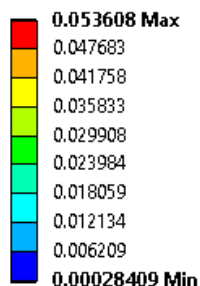
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

25/05/2018 01:41



Obrázek 59 deformace zadního náboje – přejezd přes nerovnost

6.1.3 ZHODNOCENÍ

Jízdní stav	Maximální deformace [mm]	Maximální redukované napětí [MPa]
Průjezd zatáčkou	0,41	426,52
Akcelerace	0,06	179,3
Přejezd přes nerovnost	0,05	171,5
Prudké brzdění	0,05	163,7

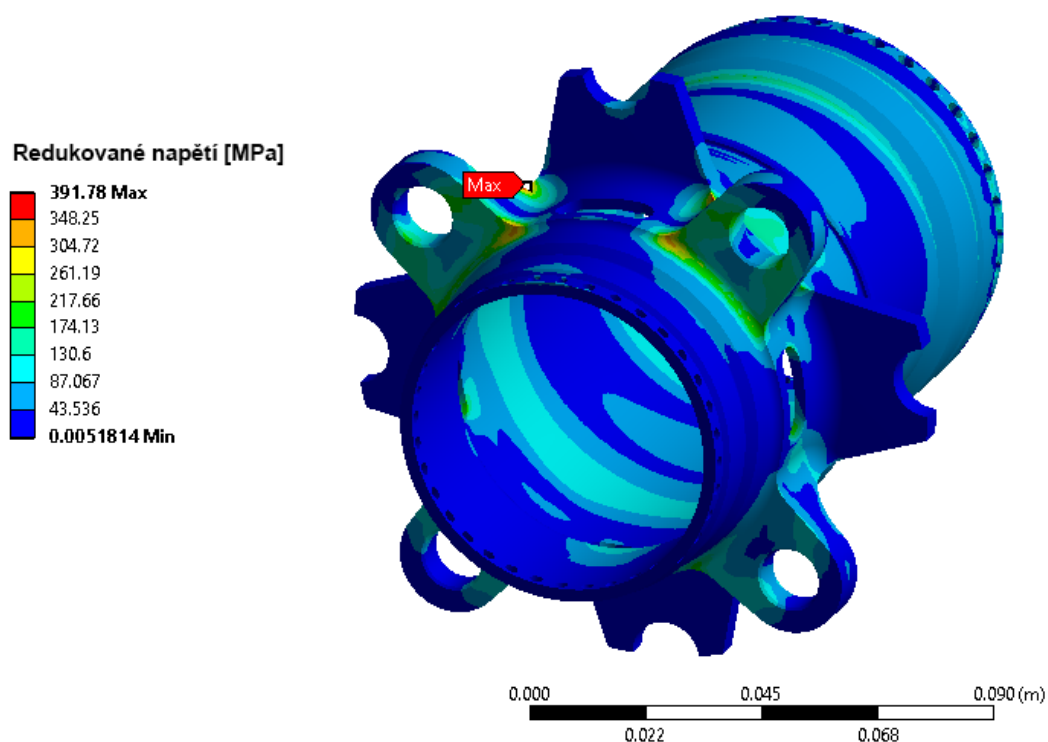
Pro deformaci i redukované napětí je dle očekávání stav průjezdu zatáčkou.

Při vyhodnocování napětí můžeme pozorovat, že vlivem ohybového momentu, který se tvoří vlivem axiální boční síly se vytváří největší napětí v zápatí příruby. Velikost redukovaného napětí (dle podmínky HMH) v tomto místě je 426 MPa, což odpovídá bezpečnosti $k = 1.1$.

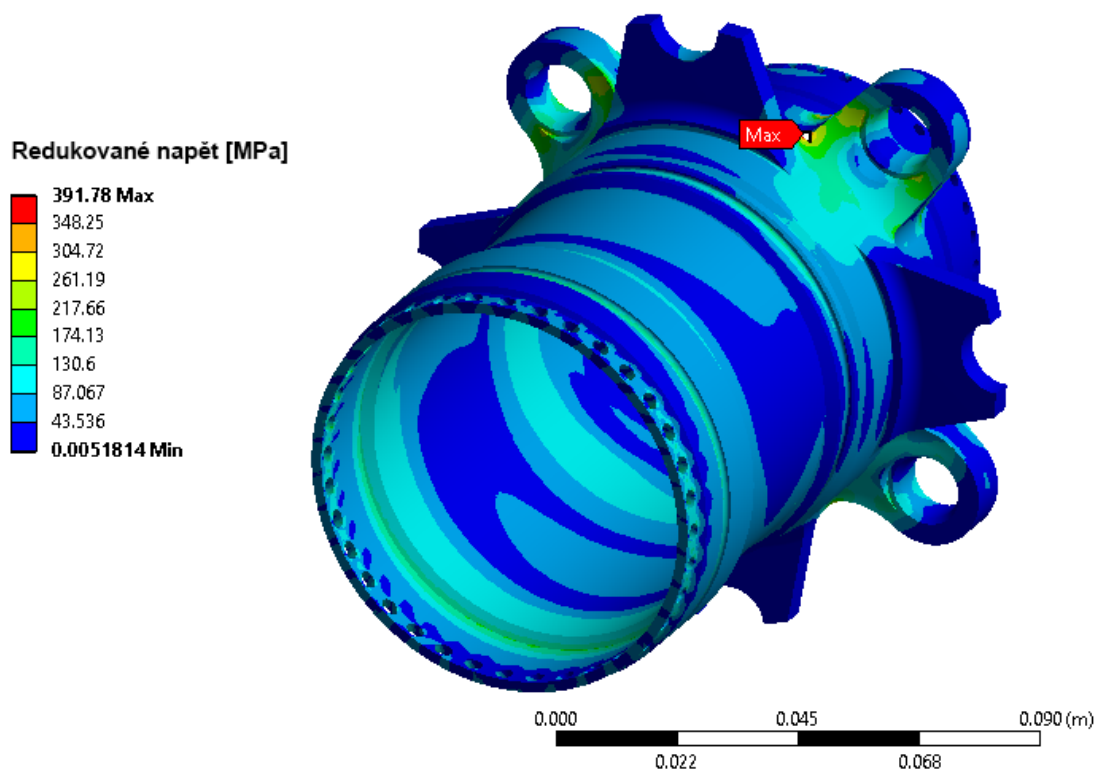
V případě deformace lze pozorovat poměrně velkou deformaci na konci příruby, která je způsobena ohybovým momentem. Tato deformace činí celých 0,41 mm.

6.2 PŘEDNÍ NÁBOJ

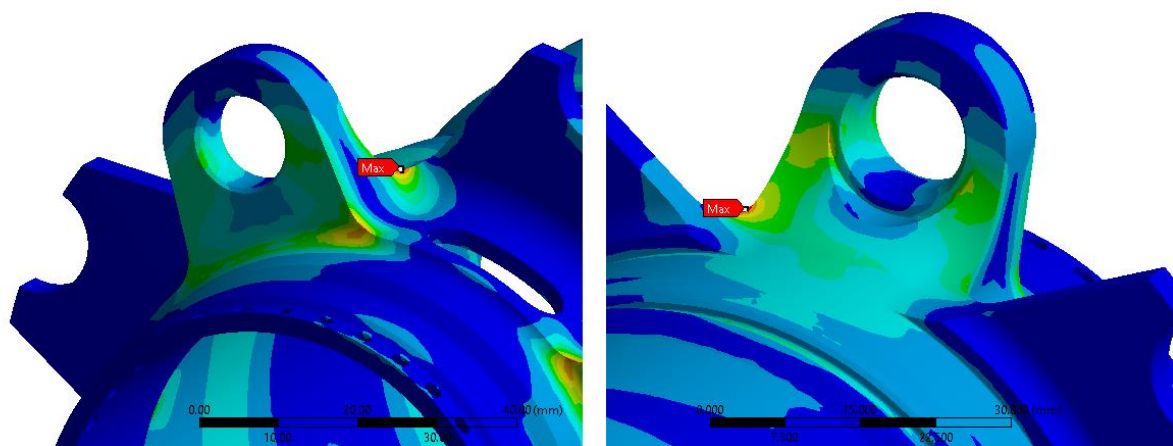
6.2.1 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ



Obrázek 60 Maximální redukované napětí na předním náboji – průjezd zatáčkou



Obrázek 61 Maximální redukované napětí na předním náboji – průjezd zatáčkou



Obrázek 62 Detaily kritických míst

G: Brzda

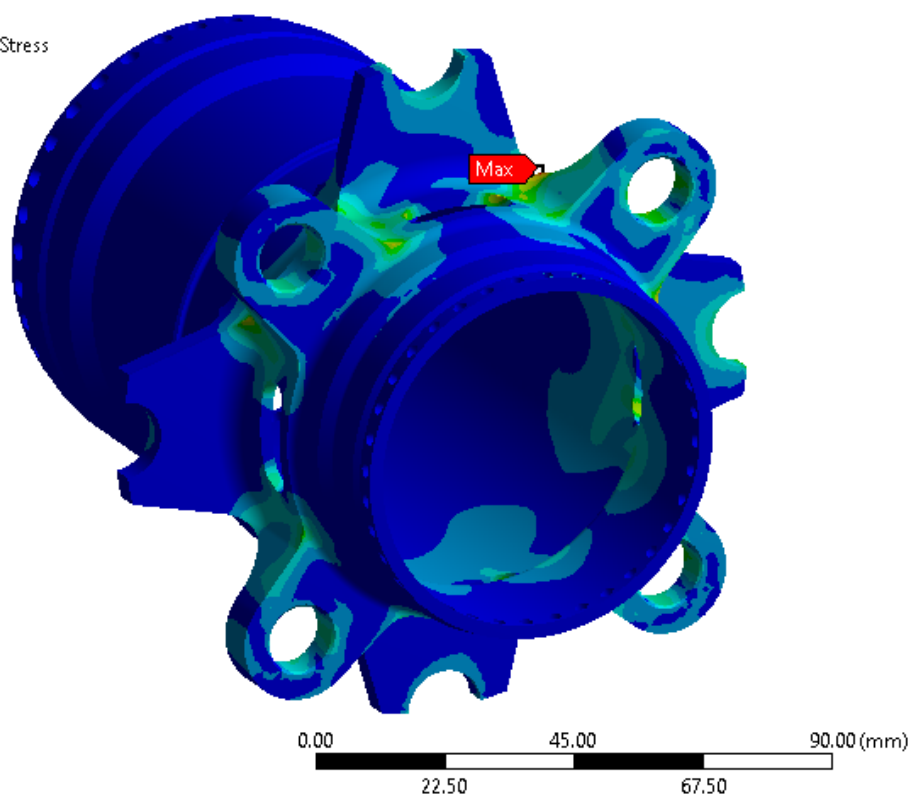
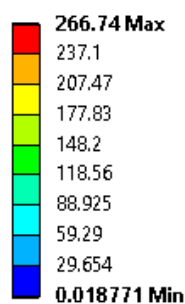
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

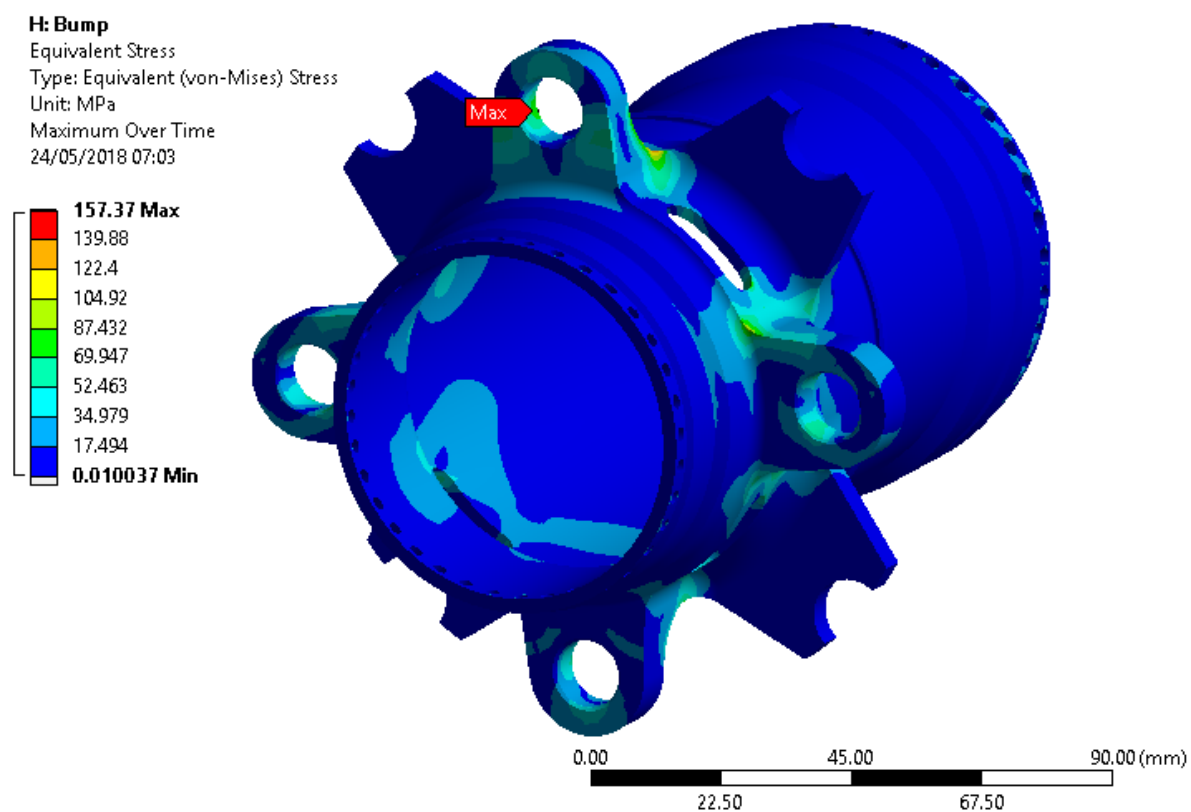
Unit: MPa

Maximum Over Time

24/05/2018 07:02



Obrázek 63 Redukované napětí na předním náboji – prudké brzdění



Obrázek 64 Redukované napětí na předním náboji – přejezd přes nerovnost

6.2.2 DEFORMACE

E: Zatačka

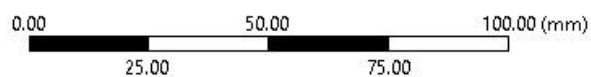
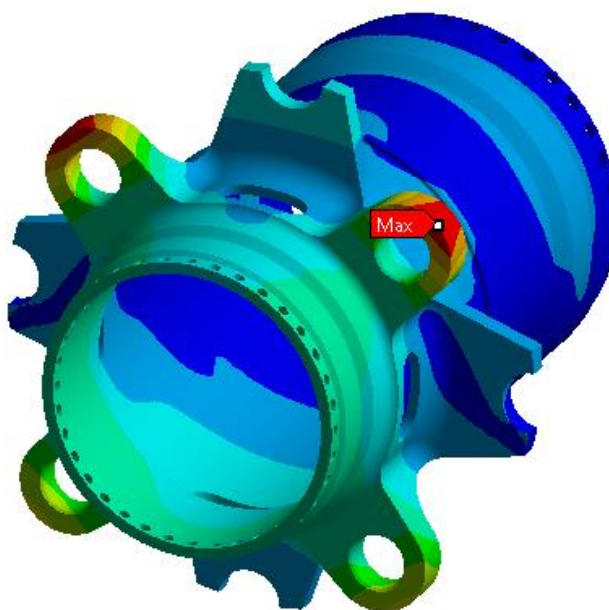
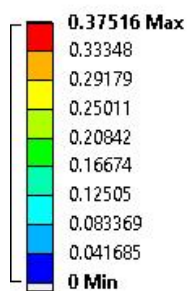
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Maximum Over Time

25/05/2018 02:21



Obrázek 65 Maximální deformace na předním náboji – příjezd zatáčkou

G: Brzda

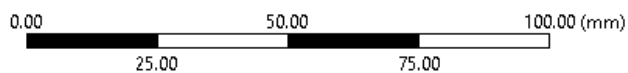
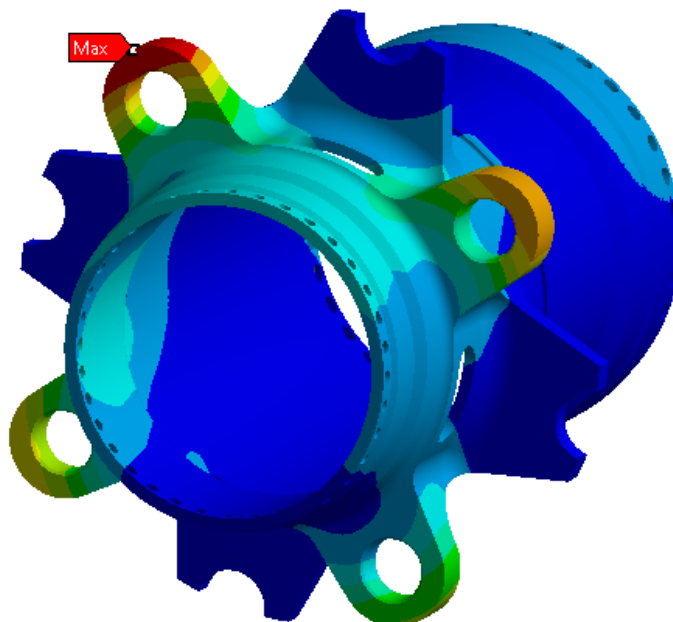
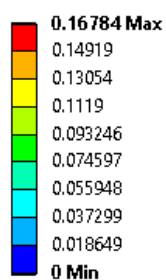
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Maximum Over Time

24/05/2018 07:08



Obrázek 66 Deformace na předním náboji – Prudké brzdění

H: Bump

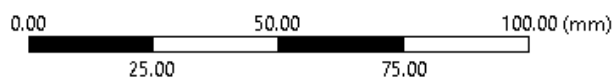
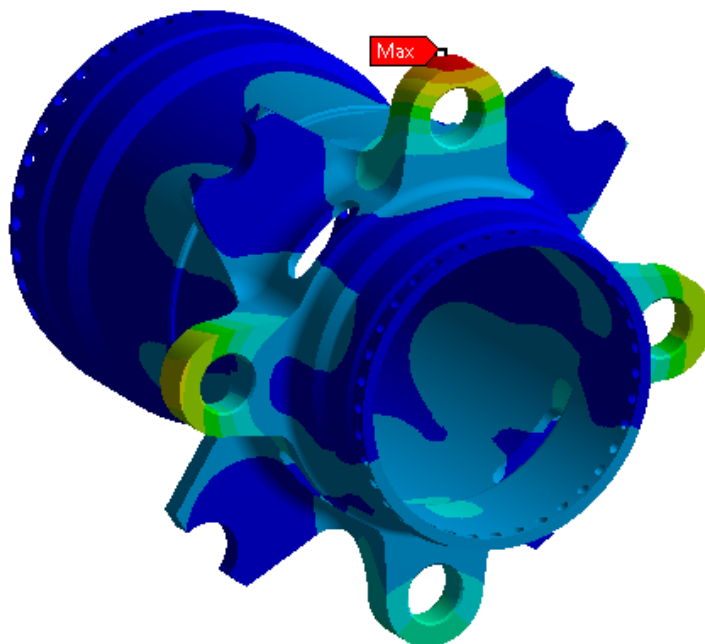
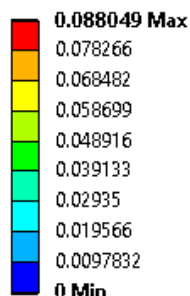
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Maximum Over Time

25/05/2018 02:20



Obrázek 67 Deformace na předním náboji – Přejezd přes nerovnost

6.2.3 ZHODNOCENÍ

Jízdní stav	Maximální deformace [mm]	Maximální redukované napětí [MPa]
Průjezd zatáčkou	0,37	391,8
Přejezd přes nerovnost	0,08	157,4
Prudké brzdění	0,16	299,7

Stejně jako tomu bylo u zadního náboje, i zde je průjezd zatáčkou kritickým stavem.

Na předním náboji vychází napětí poměrně menší než u zadního náboje. Kritické místo se tentokrát nachází na oblouku mezi přírubou a držákem brzdového kotouče. Redukované napětí (dle podmínky HMM) má v tomto případě velikost 392 MPa a bezpečnost je tím pádem $k = 1,22$.

Na rozdíl od zadního náboje je na předním více prostoru v oblasti za přírubou díky většímu vysazení náboje, což umožňuje vytvořit větší rádiusy, které mají pozitivní vliv na průběh napětí. Je to dáno nutností umístit na náboj větší brzdový kotouč s větším třmenem (na zadní nápravě je jedno pístový třmen, zatímco na přední se nachází dvou pístový).

Podobně jako tomu bylo u napětí, i výsledky deformace vycházejí lépe než u zadního náboje. Deformace je v tomto případě 0,37 mm. Jak už bylo zmíněno v předchozí podkapitole, větší rádiusy nejenom pomáhají lepšímu rozložení napětí, ale také zmenšily deformace.

7 POROVNÁNÍ S NÁBOJI MONOPOSTU DRAGON 7

Pro názornost jsou v následujících tabulkách uvedeny maximální hodnoty redukovaných napětí a deformace nábojů porovnané s náboji z předchozí evoluce na monopostu Dragon 7.

- Zadní náboj

Tabulka 4 Porovnání zadních nábojů

	Hmotnost [g]	Max. redukované napětí [MPa]	Bezpečnost [-]	Deformace [mm]
D7 - R	325	471	1.01	0.43
D8 - R	425	426	1.13	0.41

Na zadním náboji můžeme sledovat 5 % zvýšení tuhosti a napětí se zmenšilo také o 10 %. Rozdíl hmotností zde činí 26 %.

- Přední náboj

Tabulka 5 Porovnání předních nábojů

	Hmotnost [g]	Max. redukované napětí [MPa]	Bezpečnost [-]	Deformace [mm]
D7 - F	329	410	1.14	0.50
D8 - F	349	392	1.13	0.37

Na předním náboji je navýšení tuhosti až 30 % a redukce napětí 5,5 %. Na předním náboji hmotnost narostla o pouhých 5 %.

8 ZÁVĚR

Při konstrukci byl kladen důraz hlavně na zvýšení tuhosti celé sestavy s minimálním navýšením hmotnosti.

Hlavní změnou v konstrukci byla změna velikosti ložisek. Ačkoliv se tato změna může zdát na první pohled jednoduchá, při konstrukci musely být provedeny rozsáhlejší úpravy, aby nedocházelo k vysokým koncentracím napětí. To bylo provedeno za pomoci simulací metodou konečných prvků, pomocí které bylo možné identifikovat tyto koncentrátoři napětí a eliminovat je.

Velký důsledek byl kladen na celkovou hmotnost sestavy a snahou minimalizovat vliv, který vznikl změnami uvedenými v kapitole 3.2. Tyto změny se bohužel na zadním náboji projeví negativně co se hmotnosti týče. Celková hmotnost náboje samotného narostla o 26 %.

U předního náboje vliv změny velikosti ložisek nebyl zdaleka tak razantní. Samotný náboj má hmotnost o pouhých 5 % vyšší než na monopostu Dragon 7.

U zadního náboje se po změně konstrukce tuhost navýšila o celých 5 %. Redukované napětí se snížilo o 10 %, což může taky nasvědčovat tomu, že je ještě prostor pro další úpravy a další odlehčení.

U předního náboje narostla tuhost o celých 30 %, což je poměrně vysoká hodnota. Hodnota napětí klesla pouze o 5,5 %.

Konstrukce předního náboje výborně demonstruje, že při pouhém 5 % navýšení hmotnosti lze zvýšit tuhost o celých 30 %. Bohužel stejného výsledku se nepovedlo dosáhnout u zadního náboje, kde se jednalo o 5 % navýšení tuhosti při 22% navýšení hmotnosti. Na zadním náboji se ovšem nabízí pár úprav na konstrukci, pomocí kterých by mohlo dojít ke zmenšení hmotnosti. Jednou z nich je zachování vnějšího ložiska původních rozměrů a zmenšení ložiska vnitřního. To by sebou neslo úsporu hmotnosti nejenom na ložisku, ale i náboji. Možnosti zmenšení ložiska také napovídá vyšší životnost vnitřního ložiska. Dále by se mohlo jednat o zmenšení a odlehčení prostoru kolem pouzdra tripodu.

Oproti navýšení hmotnosti zadního náboje lze vidět poměrně pozitivně vysoký přínos v navýšení tuhosti, který demonstrovala konstrukce předního náboje. Dále je nutno zdůraznit fakt, že se zvětšením ložisek došlo k výraznému navýšení tuhosti ostatních komponent sestavy zavěšení, a to zejména těhlice. Tyto zvýšené tuhosti budou mít příznivý vliv na jízdní vlastnosti výsledného vozidla.

9 POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] STONE, R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Fourth Edition. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012. 516 s. ISBN 978-1-137-02829-5.
- [2] DRÁPAL, L., VOPAŘIL, J. Shape Design of a Piston Ring. In: *Transport Means 2016: Proceedings of the 20th International Scientific Conference*. Kaunas: Kaunas University of Technology, 2016, s. 767-771. ISSN 1822-296 X.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] *Calculation of wheel bearing loads* [online]. Spojené království Velké Británie a Severního Irska: SKF(UK)Ltd - Racing Unit, 2003 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/>
- [5] OZ: *Formula Student Wheels* [online]. Itálie: OZ, 2018 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <https://www.ozracing.com/motorsport/formula-student/wheels>
- [6] OZ: *FSAE Mg CAST 7x13 WHEEL CENTRAL LOCK STANDART VERSION SECTION PROFILE* [online]. Itálie: OZ, 2018 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: https://www.ozracing.com/images/content/OZ_Drawing_Formula_Student_Magnesium_CL.pdf
- [7] *Hub Unit Bearings* [online]. Japonsko: NSK Ltd. 2017, 2017 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://www.jp.nsk.com/app01/en/ctr/index.cgi?rm=pdfView&pno=e4201b>
- [8] SKF [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>
- [9] PUHN, Fred. *How to make your car handle*. Tucson, AZ: H. P. Books, 1976. ISBN 978-0912656465.
- [10] OKÁNÍK, F. Úprava zavěšení zadního kola formulového vozu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2014. 74 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [11] GWIDON W. STACHOWIAK, DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING, Curtin UNIVERSITY, et al. *Engineering tribology* [online]. Fourth edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2014 [cit. 2018-05-24]. ISBN 978-012-3977-762.
- [12] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 978-156-0915-263.
- [13] What is the Formula Student Germany competition?. *Formula Student Germany* [online]. Germany: FSG, 2018 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/about/concept/>

- [14] Formula SAE. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Formula_SAE
- [15] FSAE History. *Formula SAE Online* [online]. United States of America: SAE, 2018 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>
- [16] *Formula Student Germany* [online]. Germany: FSG, 2018 [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/>

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

d	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
D	[mm]	Vnější průměr ložiska
B	[mm]	Šířka ložiska
C	[kN]	Základní dynamická únosnost
C	[kN]	Základní statická únosnost
P_u	[kN]	Mezní únavové zatížení
k_r	[-]	Výpočtový součinitel
f_0	[-]	Výpočtový součinitel
m	[kg]	Hmotnost
h	[mm]	Výška těžiště
w_b	[mm]	Rozvor nápravy
t_r	[m]	Rozchod zadní nápravy
t_f	[m]	Rozchod přední nápravy
a	[mm]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
r_d	[mm]	Dynamický poloměr kola
F_{rI}	[N]	Radiální zatížení vnitřního ložiska
F_{rII}	[N]	Radiální zatížení vnějšího ložiska
f	[-]	Koeficient tření
K_{ae}	[N]	Boční síla vnějšího kola
K_{ai}	[N]	Boční síla vnitřního kola
K_i	[N]	Vertikální síla vnitřního kola
K_e	[N]	Vertikální síla vnějšího kola
X	[-]	Výpočtový součinitel
Y	[-]	Výpočtový součinitel
F_r	[N]	Radiální zatížení ložiska
F_a	[N]	Axiální zatížení ložiska
L	[ot]	Trvanlivost ložiska
p	[-]	Součinitel
L_m	[ot]	Trvanlivost ložiska při proměnných stavech
L_{sm}	[km]	Trvanlivost ložiska v km
L_{nm}	[ot]	Trvanlivost podle SKF
a_1	[-]	Součinitel spolehlivosti

a_{SKF}	[-]	Součinitel spolehlivosti podle SKF
κ	[-]	Viskózní poměr
ν	[mm ² /s]	Skutečná provozní viskozita oleje
ν_I	[mm ² /s]	Viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání,
η_c	[-]	Vliv úrovně znečištění v ložisku
τ_{max}	[MPa]	Maximální smykové napětí
k	[-]	Součinitel bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
σ_1	[MPa]	1. hlavní napětí
σ_2	[MPa]	2. hlavní napětí
R_e	[MPa]	Mez kluzu
$R_{p0.2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
m_{CG}	[kg]	Hmotnost včetně řidiče
x_{CG}	[%]	Procentuální poloha těžiště
$\Delta W_{longitudal}$	[N]	Podélný load transfer
W	[N]	Celkové zatížení vozidla
W_{RA}	[N]	Zatížení zadní nápravy
W_{FA}	[N]	Zatížení přední nápravy
$\Delta W_{lateral}$	[N]	Boční load transfer
W_A	[N]	Zatížení nápravy vozidla
t_A	[m]	Rozchod nápravy
W_{AW}	[N]	Vertikální zatížení jednoho kola
μ_f	[-]	Koeficient tření
$a_{lateral}$	[m.s ⁻²]	Podélné zrychlení
M_o	[N.m]	Ohybový moment
$F_{lateral}$	[N]	Boční síla
$F_{longitudal}$	[N]	Podélná síla
$F_{vertical}$	[N]	Vertikální síla
F_{bump}	[N]	Síla od přejezdu nerovnosti
F_{brake_rear}	[N]	Brzdná síla na zadní nápravě
M_{brake_rear}	[N.m]	Brzdný moment na zadní nápravě
$F_{brake_vertical}$	[N]	Vertikální síla při prudkém brzdění na zadní nápravě
F_{brake_front}	[N]	Brzdná síla na přední nápravě

M_{brake_front}	[N.m]	Brzdňý moment na přední nápravě
$F_{vertical_front}$	[N]	Vertikální síla při prudkém brzdění na přední nápravě
F_{drive}	[N]	Hnací síla
M_{drive}	[N.m]	Hnací moment
$F_{vertical_acceleration}$	[N]	Vertikální síla při akceleraci